

---

# **Entwicklung eines kapillar gepumpten Wärmeübertragersystems für einen Mikroenergiewandler**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Technischen Universität Darmstadt  
zur Erlangung des Grades eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

von

**M.Sc. Boris Schilder**

aus Frankfurt am Main

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Peter Stephan
Mitberichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Steffen Hardt
Tag der Einreichung:	01. Februar 2011
Tag der mündlichen Prüfung:	04. Mai 2011

Darmstadt 2011

D 17

---



---

# Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Boris Schilder

Darmstadt, Februar 2011





---

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Technische Thermodynamik (TTD) und dem Center of Smart Interfaces an der Technischen Universität Darmstadt. Viele Personen haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen und ich möchte die Gelegenheit nutzen, mich auf diesem Weg für ihre Unterstützung zu bedanken.

Die Professoren Peter Stephan und Steffen Hardt haben mir das Thema dieser Arbeit anvertraut und mir die Möglichkeit zur Promotion gegeben. Beide hatten stets ein offenes Ohr und haben mich in zahlreichen Situationen beratend unterstützt. Sie gaben mir die Möglichkeit, sehr selbstständig zu arbeiten. Das von ihnen entgegengebrachte Vertrauen und die damit verbundene Freiheit sind meiner Ansicht nach für eine erfolgreiche Arbeit von entscheidender Bedeutung. Weiterhin haben sie mir ermöglicht, im Laufe meiner Arbeit für ein halbes Jahr als Gastwissenschaftler an der University of Tokyo zu arbeiten. Für all dies möchte ich mich sehr herzlich bedanken.

Die Forschung an der Mikroenergieumwandlung wurde von der FAUDI-Stiftung und dem Center of Smart Interfaces (CSI) gefördert. Für diese finanzielle Unterstützung bin ich sehr dankbar.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Projektes 'Mikroenergieumwandlung' in enger Zusammenarbeit mit den Fachgebieten Energie und Kraftwerkstechnik (EKT) und Reaktive Strömungen und Messtechnik (RSM) der Technischen Universität Darmstadt. Bei den Professoren dieser Fachgebiete, Johannes Janicka und Andreas Dreizler, möchte ich mich für die angenehme und erfolgreiche Zusammenarbeit bedanken. Mein besonderer Dank gilt dem wissenschaftlichen Mitarbeiter Thomas Kania, der unter anderem die Brennkammer für den Mikroenergieumwandler entwickelt hat. Die Zusammenarbeit mit ihm war stets von Kompetenz, Freundschaft und gegenseitiger Hilfe geprägt. Die gute und unkomplizierte Kommunikation verhinderte Schnittstellenprobleme zwischen Brennkammer und Wärmeübertragungssystem vielfach schon im Ansatz. Die Studenten Martin Still, Edgar Schell, Edwin Spross, Alexander Krichbaum, Alexander Widmann, Wolfgang Schuch, Wubin Wei, Ingo Zorbach, Tobias Götz und Simon Kraus haben als wissenschaftliche Hilfskräfte und im Rahmen von Bachelor- und Masterarbeiten zum Gelingen des Projektes beigetragen, vielen Dank dafür.

Bei Gaby Gunkel und Ingrid Benz möchte ich mich für ihre Hilfe in allen denkbaren Lebenslagen bedanken. Ihr Einsatz am Fachgebiet TTD sorgt für Ordnung im alltäglichen Chaos.


Vielen Dank auch an die Mitarbeiter der TTD-Werkstatt, Roland Berntheisel, Reiner Engel, Dirk Oppermann, Dirk Feldmann und Matthias Felter, die mich mit ihren Fähigkeiten stets unterstützt haben.

---

Für die kompetente Beratung zum Thema experimentelle Messtechnik möchte ich mich bei Robert Schrod bedanken.

Außerdem geht mein Dank an Felix Greiner vom Institut für Elektromechanische Konstruktionen der TU Darmstadt, der in den Versuchen verwendete mikrostrukturierte Verdampferbauteile gefertigt hat.

Die Kollegen am Fachgebiet TTD standen mir stets hilfsbereit zur Seite. Ihnen allen möchte ich herzlich danken. Frank Wondra hat mir durch seine tatkräftige Unterstützung in den ersten Monaten meiner Arbeit am Fachgebiet TTD den Einstieg in das experimentelle Arbeiten am Fachgebiet sehr erleichtert. Bei Laura Dohrmann, Martin Freystein und Jan Vogt möchte ich mich für die Unterstützung bei der Korrektur der vorliegenden Arbeit bedanken. Alexander Schydlo, Karsten Löffler, Nils Schweizer und Felix Brinckmann haben mich durch ihre Ideen inspiriert und mir bei vielen alltäglichen Problemen geholfen. Ihnen gilt mein herzlicher Dank. In den Jahren meiner Arbeit am Fachgebiet TTD sind für mich sehr wichtige Freundschaften entstanden, worüber ich mich besonders freue.



---

Danke DD (zurzeit DDD)



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Zielsetzung und Konzeption</b>	<b>7</b>
2.1 Gesamtsystem Mikroenergiewandler . . . . .	7
2.2 Wärmeübertragersystem . . . . .	9
<b>3 Grundlagen und Stand der Forschung</b>	<b>13</b>
3.1 Wärmeübertragersystem . . . . .	13
3.1.1 Hintergrund und Theorie . . . . .	13
3.1.2 Wärmeübertragungsleistung . . . . .	19
3.1.3 Oszillationen . . . . .	20
3.1.4 Nichtkondensierbare Gase . . . . .	21
3.1.5 Verdampfung und Kondensation in Mikrostrukturen . . . . .	22
3.2 Brennkammer . . . . .	25
3.3 Thermoelektrischer Generator . . . . .	27
<b>4 Voruntersuchung von Rillenstrukturen</b>	<b>31</b>
4.1 Versuchsaufbau . . . . .	31
4.2 Ergebnisse . . . . .	35
4.2.1 Wärmeübertragungsleistung . . . . .	35
4.2.2 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss des Drucks . . . . .	38
4.2.3 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss des Flüssigkeitsstands . . . . .	39
4.2.4 Berücksichtigung von Wärmeverlusten . . . . .	40
4.2.5 Auswahl einer Struktur und Dimensionierung der wärmeübertragenden Fläche . . . . .	41
<b>5 Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur</b>	<b>43</b>
5.1 Versuchsaufbau . . . . .	43
5.2 Ergebnisse . . . . .	47
5.2.1 Wärmeübertragungsleistung . . . . .	47
5.2.2 Dampfversorgung . . . . .	50

<b>6</b>	<b>Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur</b>	<b>53</b>
6.1	Versuchsaufbau . . . . .	53
6.1.1	Verdampfervarianten . . . . .	56
6.1.2	Kondensatoren und Überhitzer . . . . .	60
6.1.3	Messung des maximalen Kapillardrucks . . . . .	60
6.1.4	Optische Messungen . . . . .	61
6.2	Ergebnisse . . . . .	63
6.2.1	Messung des maximalen Kapillardrucks . . . . .	63
6.2.2	Wärmeübertragungsleistung . . . . .	64
6.2.3	Wärmeübertragungsleistung - Einfluss der Tankhöhe . . . . .	70
6.2.4	Wärmeübertragungsleistung - Einfluss der Kondensatortemperatur . . . . .	71
6.2.5	Dampfversorgung . . . . .	73
6.2.6	Verdampfungsvisualisierung . . . . .	75
6.2.7	Oszillationen . . . . .	77
6.2.8	Einfluss des Wärmestroms auf die Oszillationen . . . . .	80
6.2.9	Einfluss der Leitungslängen auf die Oszillationen . . . . .	85
<b>7</b>	<b>Vergleichende Bewertung und Auswahl eines Wärmeübertragungssystems</b>	<b>91</b>
<b>8</b>	<b>Integration des Wärmeübertragungssystems in den Mikroenergiewandler</b>	<b>93</b>
8.1	Versuchsaufbauten . . . . .	94
8.1.1	Versuche mit thermischer Kopplung . . . . .	96
8.1.2	Versuche mit thermischer und fluidischer Kopplung . . . . .	96
8.2	Ergebnisse . . . . .	97
8.2.1	Versuche mit thermischer Kopplung . . . . .	97
8.2.2	Versuche mit thermischer und fluidischer Kopplung . . . . .	99
8.3	Fazit . . . . .	103
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung/Abstract</b>	<b>107</b>
<b>10</b>	<b>Ausblick</b>	<b>109</b>
10.1	Wärmeübertragungssystem als Element des Mikroenergiewandlers . . . . .	109
10.2	Einsatz des Wärmeübertragungssystems zur Kühlung von Elektronik . . . . .	114
	<b>Anhang</b>	<b>119</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>135</b>

# Symbolverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
<b>Lateinische Buchstaben</b>		
$a$	Freier Koeffizient	
$d$	Dicke	[m]
$f$	Stegbreite	[m]
$G$	Gravitationskonstante	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Höhe	[m]
$\Delta h_i$	Heizwert	[J/kg]
$\Delta h_v$	Verdampfungsenthalpie	[J/kg]
$j$	Imaginäre Einheit ( $j^2 = -1$ )	
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$l$	Länge bzw. Abstand	[m]
$\dot{M}$	Massenstrom	[kg/s]
$P$	Leistung	[W]
PSD	Spektrale Leistungsdichte (power spectral density)	
$p$	Druck	[Pa]
$\Delta p$	Differenzdruck	[Pa]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	[W/m <sup>2</sup> ]
$R_{th}$	Wärmewiderstand	[K/W]
$R_{el}$	elektrischer Widerstand	[ $\Omega$ ]
$r$	Radius	[m]
$r_{eff,min}$	minimaler effektiver Krümmungsradius	[m]
$r_{xx}(\tau)$	Autokorreliertes Signal	
$S_{xx}(\omega)$	PSD eines Signals	
$s$	Standardabweichung	
$s_x^2$	mittlere Leistung eines Signals	
$T$	Temperatur	[K]
$t$	Temperatur	[°C]

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$w$	Rillenbreite	[m]
$x$	gemessene Größe	
$y$	Öffnungsweite des Massenstromregler-Ventils	[%]
$Z$	Thermoelektrische Leistungszahl (figure of merit)	[1/K]
$ZT$	Dimensionslose thermoelektrische Leistungszahl	
$z$	indirekt ermittelte Größe	

### Griechische Buchstaben

$\varphi$	Steigungswinkel	[°]
$\eta_{ges}$	Wirkungsgrad des Gesamtsystems Mikroenergiewandler (elektrische Leistung/(Brennstoffmassenstrom*Heizwert))	
$\eta_{TE}$	Thermoelektrischer Wirkungsgrad (elektrische Leistung/Wärme- strom durch Generator)	
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m K)]
$\vartheta$	Kontaktwinkel	[°]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Oberflächenspannung	[N/m]
$\tau$	Zeit	[s]
$\omega$	Kreisfrequenz	[rad/s]

### Abkürzungen

BiTe	Bismut-Tellurid
CAD	Computer Aided Design (rechnerunterstützte Konstruktion)
CPL	Capillary Pumped Loop
CPU	Central Processing Unit (Hauptprozessor)
K	Kondensator
LHP	Loop Heat Pipe
MEMS	Micro Electro Mechanical Systems
PbTe	Blei-Tellurid
RP	Reservoirplatte
TG	Thermogenerator
V	Verdampfer
WS	Wärmeübertragersystem



### Subskripte

0,1,2,3	freie Indizes
atm	Atmosphäre
BK	Brennkammer
BiTe	Bismut-Tellurid
CPU	Central Processing Unit
c	Dampfabzugskanäle
D	Dampfleitung
el	elektrisch
F	Flüssigkeitsleitung
G	Gravitation
ges	gesamt
H	Heizblock
HS	heiße Seite
K	Kondensator
k	kapillar
KA	Kondensator A
KB	Kondensator B
KS	kalte Seite
KW	Kühlwasser
kal	kalibriert
l	Flüssigkeit
M	Menisken
Met	Methanol
m	Mittelwert
max	Maximum
mess	gemessen
n	negativ
PbTe	Blei-Tellurid
p	positiv
S	Stahl
sat	Sättigungszustand
T	Tank
t	Temperatur
umg	Umgebungszustand
V	Verdampfer
v	Dampf
W	Wand

### Superskripte

-	arithmetischer Mittelwert
---	---------------------------

---

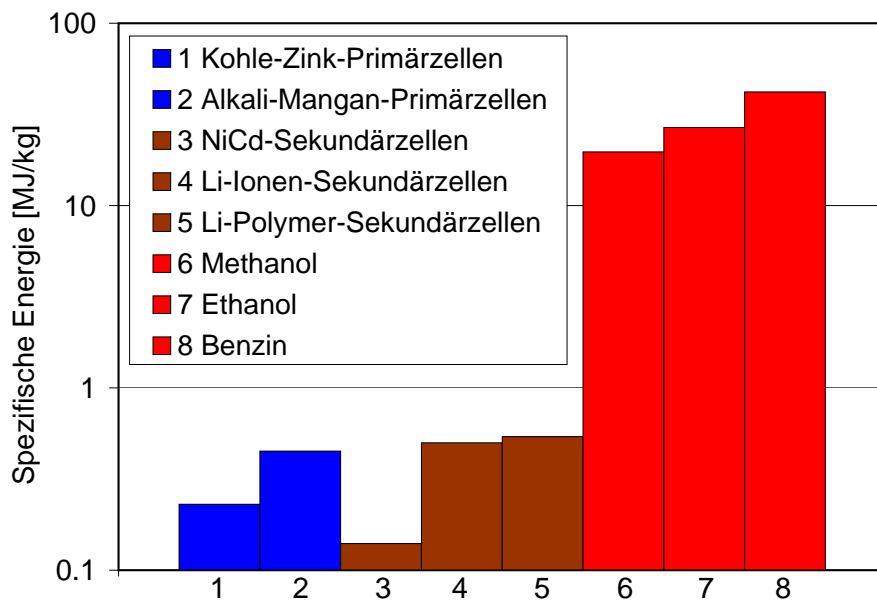
# 1 Einleitung

Die Leistung mobiler elektronischer Geräte wie z.B. Notebooks und Mobiltelefone, aber auch Robotersysteme steigt stetig an. Daher benötigen sie immer leistungstärkere Energiequellen. Der Fortschritt in der Entwicklung von neuen Batterien (Primär- und Sekundärzellen) kann mit diesen steigenden Anforderungen nicht Schritt halten. Trotz umfassender Entwicklungsbemühungen ist die spezifische Energie (auf die Masse bezogene Energie) von Batterien relativ gering, was die Laufzeit und die Leistungsfähigkeit elektronischer Geräte stark einschränkt. Lange Batterieladezeiten beeinträchtigen die Mobilität zusätzlich.

Ein weiterer Nachteil, den die Verwendung von Batterien mit sich bringt, ist deren Entsorgungsproblematik. Batterien enthalten stark umweltgefährdende Stoffe wie beispielsweise Blei, Cadmium und Zink, welche nicht in den normalen Hausmüll gelangen sollten. Fachgerecht entsorgt werden in Deutschland derzeit jedoch nur ca. 42 % der Batterien [94], in vielen anderen Ländern ist eine spezielle Behandlung von Batterieabfällen überhaupt nicht vorgesehen. Damit besteht die Gefahr, dass die giftigen Bestandteile der verbrauchten Batterien auf Mülldeponien landen und das Grundwasser gefährden.

Eine Alternative zu Batterien ist die Verwendung von Brennstoffen auf Kohlenwasserstoffbasis. Die spezifische Energie von flüssigen Brennstoffen wie Benzin oder Methanol liegt um zwei Größenordnungen über der von aktuellen Primär- und Sekundärzellen (siehe Abb. 1.1). Zusätzlich können lange Batterieladezeiten in diesem Fall durch ein schnelles Wiederbefüllen des Tanks oder durch das Austauschen von recycelbaren Brennstoffkartuschen ersetzt werden. Aufwändig zu handhabende Schadstoffe fallen nicht an.

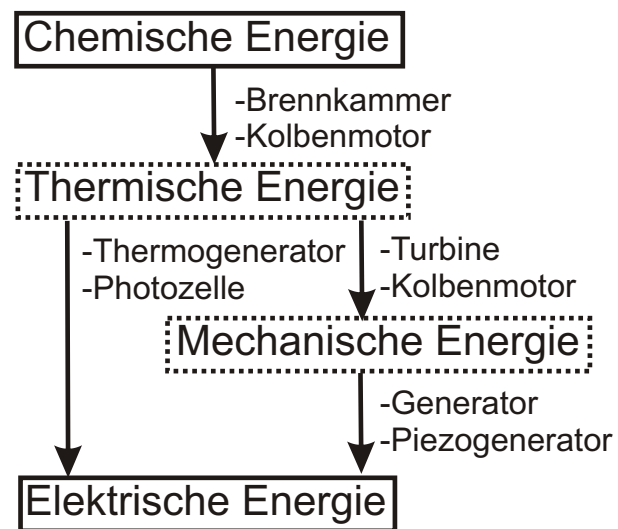
Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die chemisch gebundene Energie von Brennstoffen für elektrische Kleingeräte nutzbar zu machen. Eine Technologie, an der seit Jahren intensiv geforscht wird, ist die Brennstoffzelle. In ihr wird elektrische Energie durch chemische Reaktionen von Brennstoff und Oxidationsmittel mit einem Elektrolyten generiert. Hohe Wirkungsgrade erreichen derzeit nur Brennstoffzellen, die reinen Wasserstoff umsetzen. Die volumetrische Speicherdichte, die momentan vorhandene Wasserstoff-Speicherungsverfahren bieten, ist jedoch deutlich niedriger als die von flüssigen Brennstoffen. Mit einer Reformierungseinheit kann zwar Wasserstoff aus flüssigen Brennstoffen hergestellt werden, ein solcher systemintegrierter Prozess erhöht aber die Komplexität des Systems und wirkt sich negativ auf den Gesamtwirkungsgrad aus [101]. Unzureichende Langzeitstabilität und die hohen Kosten des Elektrolyten sind weitere Gründe weshalb Brennstoffzellen bisher keinen nennenswerten Marktanteil bei der Versorgung von elektronischen Kleingeräten erobern konnten [20].



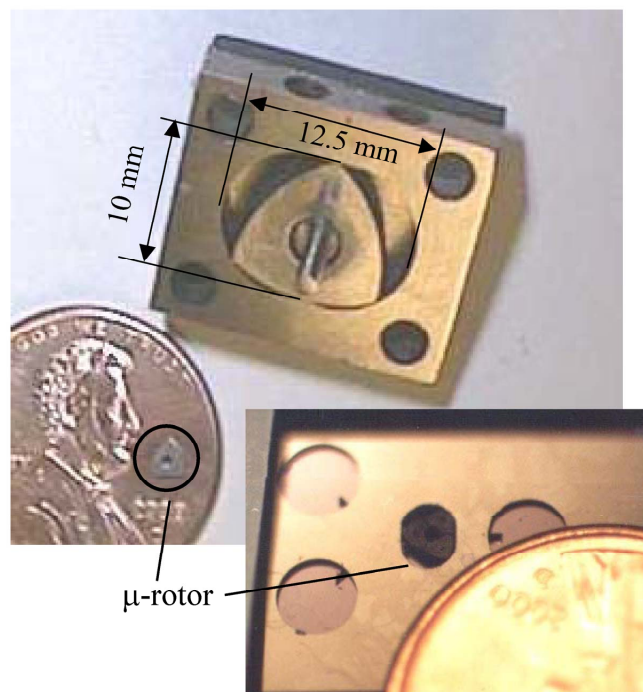
**Abb. 1.1:** Spezifische Energie von Batterien (Primär- und Sekundärzellen) [111] und flüssigen Brennstoffen [66] im Vergleich. Für die Brennstoffe wurde der Heizwert als spezifische Energie eingesetzt

Der enorme Fortschritt auf dem Gebiet der Mikrofertigungsverfahren in den letzten Jahren eröffnet neuartige Wege für die chemisch-elektrische Energiewandlung in Kleingeräten. Mittels Lithographie, Laserablation, Elektroerodieren, Mikrofräsen und Ionenstrahlverfahren lassen sich komplexe elektromechanische Systeme (auch als MEMS bezeichnet; **Micro Electro Mechanical Systems**) in der Größenordnung von Millimetern und kleiner herstellen [16, 59, 75]. Epstein et al. schlugen 1996 vor, miniaturisierte Wärmekraftmaschinen, die zur Generierung von Leistung eingesetzt werden, als Power-MEMS zu bezeichnen [11, 36].

Unterschiedliche Konzepte werden für die chemisch/elektrische Energiewandlung in Power-MEMS untersucht (siehe Abb. 1.2). Die meisten Systeme beruhen auf einem miniaturisierten Verbrennungsprozess, der z.B. in einer Brennkammer realisiert wird. Die dabei generierte thermische Energie wird auf verschiedene Arten in elektrische Energie umgewandelt. Man unterscheidet dabei grundsätzlich Systeme mit und ohne bewegliche Komponenten. Systeme mit beweglichen Komponenten wandeln die thermische Energie zunächst in mechanische und dann in elektrische Energie. Für den ersten Schritt können z.B. miniaturisierte Drehkolbenmotoren und Gasturbinen, für den zweiten Schritt Generatoren und Piezogeneratoren eingesetzt werden [11, 16, 37, 44]. In Abbildung 1.3 ist ein miniaturisierter Wankelmotor als Beispiel für ein Power-MEMS mit beweglichen Komponenten abgebildet. Ohne bewegliche Komponenten kann die thermische Energie über Photozellen und Thermogeneratoren direkt in elektrische Energie gewandelt werden [16, 47, 48, 49, 84].



**Abb. 1.2:** Verfahren, die in Power-MEMS zur chemisch/elektrischen Energiewandlung eingesetzt werden



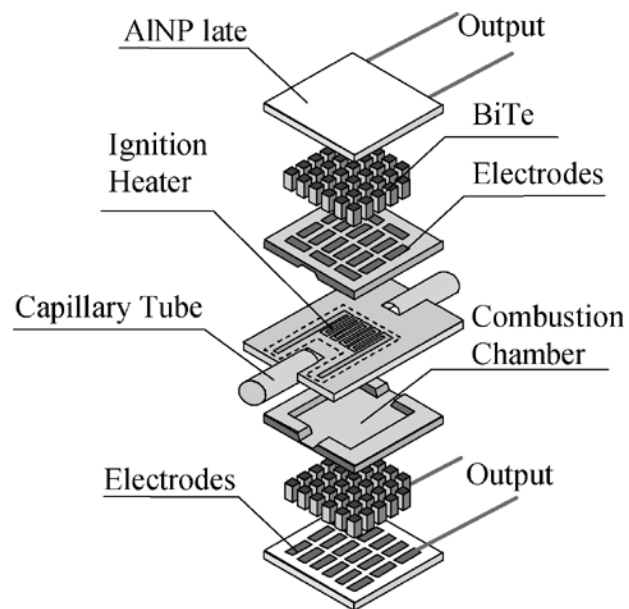
**Abb. 1.3:** Miniaturisierter Wankelmotor als Beispiel für ein Power-MEMS [16]

---

Power-MEMS mit beweglichen Teilen unterliegen in der Regel starkem Verschleiß und Reibungsverlusten, weil mit fortschreitender Miniaturisierung das Verhältnis von Systemoberfläche zu Systemvolumen und somit auch die Bedeutung der verrichteten Reibarbeit steigt. Hinzu kommen hohe Spaltverluste, die aufgrund des ungünstigen Verhältnisses der Fertigungstoleranzen zu den Längenmaßen kaum zu vermeiden sind [16].

Systeme ohne bewegliche Teile scheinen aus diesen Gründen für miniaturisierte Energiewandlungsprozesse die geeignetere Variante zu sein. Die Energiewandlung mittels Thermogenerator bietet sich dabei wegen des nahezu wartungsfreien Betriebs und der hohen Zuverlässigkeit an [78]. Der wesentliche Nachteil von Thermogeneratoren ist ihr relativ geringer Wirkungsgrad bei der thermisch/elektrischen Energiewandlung, der selbst unter optimalen thermodynamischen Bedingungen 5 % kaum überschreitet [106]. Jüngste Forschungsergebnisse zeigen jedoch, dass dieser Nachteil bald aufgehoben werden könnte. Materialwissenschaftler haben bereits thermoelektrische Materialien entwickelt, die einen deutlich höheren Wirkungsgrad bieten, aber noch nicht produktionsreif sind. Erreicht wird dies durch neuartige Mikro- und Nanoherstellungsmethoden [64, 70, 77, 96]. So erwartet Kanatzidis [42], dass durch kontinuierliche Forschungsbemühungen in Zukunft Wirkungsgrade von mehr als 20 % erzielt werden.

In einigen Untersuchungen konnten erste Erfolge mit thermoelektrischen Power-MEMS erzielt werden. Yoshida et al. erreichten einen Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{ges}} = 2.8\%$  mit einem Power-MEMS basierend auf einer katalytischen Verbrennung [109]. Der Aufbau des Systems ist in Abb. 1.4 dargestellt, die Thermogeneratoren sind an Ober- und Unterseite der Brennkammer angebracht. Ein kombiniertes System bestehend aus einer Mikrobrennkammer und einem Thermogenerator erreichte einen Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{ges}} = 1.1\%$  [50]. Federici et al. erzielten einen Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{ges}} = 0.8\%$  mit einem Thermogenerator, der in eine Brennkammer integriert wurde [15]. Alle hier vorgestellten Untersuchungen haben gemeinsam, dass natürliche Konvektion zur Abfuhr der Wärme an der kalten Seite der Generatoren eingesetzt wurde. Im Vordergrund stand jeweils die Realisierung des Systems. Eine tiefergehende thermodynamische Optimierung, insbesondere der Wärmeabfuhr, wurde nicht durchgeführt, die erzielten Wirkungsgrade sind daher relativ gering.



**Abb. 1.4:** Schematischer Aufbau eines thermoelektrischen Power-MEMS



---

## 2 Zielsetzung und Konzeption

---

### 2.1 Gesamtsystem Mikroenergiewandler

---

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen des Projektes 'Mikroenergiewandlung' entstanden, dessen Ziel es ist, ein Power-MEMS ohne bewegliche Teile zu entwickeln, im weiteren Verlauf als Mikroenergiewandler bezeichnet. Die bei der Verbrennung eines flüssigen Brennstoffs generierte thermische Energie soll dabei unter Ausnutzung des Seebeck-Effektes mit einem Thermogenerator in elektrische Energie umgewandelt werden. Um eine vollständige Verbrennung in der Brennkammer zu gewährleisten, ist eine Vorverdampfung des flüssigen Brennstoffes in einem kapillar getriebenen Verdampfer vorgesehen. Neben dem Hauptziel der Realisierung des Mikroenergiewandlers wird auch eine thermodynamische Optimierung des Systems angestrebt. Der Wirkungsgrad des Mikroenergiewandlers kann durch eine Optimierung des Wärmetransportes deutlich gesteigert werden [63]. In der vorliegenden Arbeit soll daher ein neuartiges Konzept realisiert werden, bei dem der Brennstoffverdampfer zur Verbesserung der Wärmeabfuhr eingebunden wird. Gegenüber herkömmlichen Kühlungsverfahren (z.B. natürliche Konvektion) verspricht dieses Konzept deutlich höhere Wärmetransportleistungen.

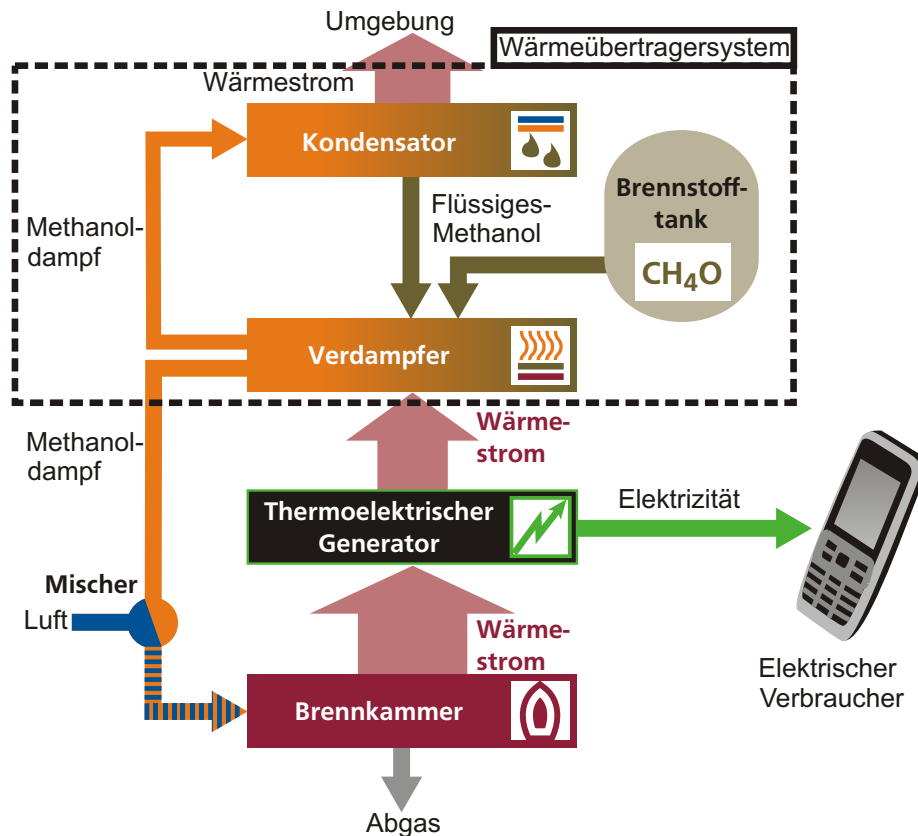
Folgende Punkte wurden in der Projektzieldefinition des Mikroenergiewandlers festgelegt:

- Das System hat keine beweglichen Teile
- Als Brennstoff kommt Methanol zum Einsatz
- Die thermische Leistung des Systems beträgt 50 W
- Direkte Wandlung der thermischen in elektrische Energie mittels Thermogenerator

In einem System, welches ohne bewegliche Teile arbeiten soll, können keine herkömmlichen Pumpen zur Förderung des Brennstoffs eingesetzt werden. Das Konzept des Mikroenergiewandlers sieht stattdessen vor, Kapillarkräfte für den Brennstofftransport zu nutzen. Aufgrund der hohen spezifischen Energie und der einfachen Speicherung, soll ein flüssiger Brennstoff auf Kohlenwasserstoffbasis zum Einsatz kommen. Methanol bietet sich hierbei aufgrund seiner sauberen, nahezu rußfreien Verbrennungseigenschaften und seiner niedrigen Sättigungstemperatur von  $t_{\text{sat, 1atm}} = 64.2^\circ\text{C}$  an. Die Leistung des Systems dient als Dimensionierungsgröße anhand derer Geometrien, wie z.B. erforderliche wärmeübertragende Flächen, ausgelegt werden.

Das Konzept des Mikroenergiewandlers ist in Abb. 2.1 dargestellt. Das im Tank gespeicherte flüssige Methanol wird zunächst verdampft, mit Luft gemischt und anschließend verbrannt. Der





**Abb. 2.1:** Funktionsweise des Mikroenergiewandlers [49]

generierte Wärmestrom wird dem Thermogenerator zugeführt. Ein Teil des Wärmestroms wird in elektrischen Strom umgewandelt, um einen elektrischen Verbraucher zu versorgen, der Rest wird durch den Verdampfer vom Thermogenerator abgeführt. Bei dieser Wärmeabfuhr vom Thermogenerator wird im Verdampfer mehr Dampf generiert, als für die Versorgung der Brennkammer benötigt wird, da die dem Thermogenerator auf der heißen Seite zugeführte thermische Energie nur teilweise in elektrische Energie umgewandelt wird. Aufgrund des geringen Wirkungsgrads des Thermogenerators von ca. 5 % wird der größte Teil des Wärmestroms vom Verdampfer auf der kalten Seite des Generators abtransportiert. Entsprechend der Differenz von Verdampfungsenthalpie (1100 kJ/kg) und Heizwert (19700 kJ/kg) von Methanol, setzt ein Gramm Methanol bei der Verbrennung etwa 18 Mal so viel Wärme frei, wie für dessen Verdampfung erforderlich ist. Auch wenn ein kleiner Teil des Wärmestroms durch den Thermogenerator in elektrische Energie umgewandelt wird, übertrifft der aus der Verdampferstruktur austretende Dampfmassenstrom den für die Verbrennung erforderlichen um ein Vielfaches. Deshalb wird der für die Verbrennung nicht benötigte Teil des Dampfmassenstroms durch einen Kondensator geleitet und in flüssiger Form wieder dem Verdampfer zugeführt. Dieser interne Kreislauf entspricht in der Funktionsweise einer Heat Pipe und hat die Aufgabe, Wärme möglichst effizient abzutransportieren. Die Komponenten Verdampfer, Kondensator und Tank sind zu dem sogenannten Wärmeübertragungssystem zusammengefasst.

---

Ziel des Verbundprojektes 'Mikroenergiewandlung' ist die Entwicklung der zwei Hauptkomponenten Brennkammer und Wärmeübertragersystem sowie die Kopplung aller Komponenten zum Mikroenergiewandler. Die Leistungsfähigkeit des Systems, insbesondere der Wirkungsgrad bei der thermoelektrischen Energiewandlung, soll experimentell untersucht werden.

Die Brennkammer für den Mikroenergiewandler wird am Fachgebiet für Reaktive Strömungen und Messtechnik (RSM) entwickelt und untersucht [46]. Die Entwicklung und Charakterisierung des Wärmeübertragersystems findet am Fachgebiet für Technische Thermodynamik (TTD) statt und ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Die Kopplung der Komponenten zum Mikroenergiewandler erfolgt in Zusammenarbeit beider Fachgebiete und wird in dieser Arbeit sowie in [46] beschrieben.

---

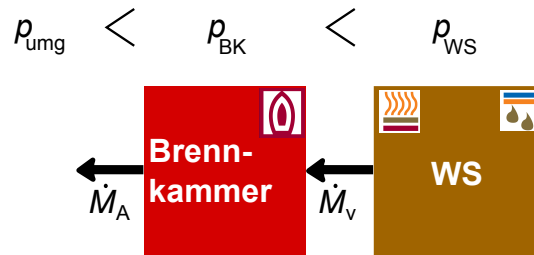
## 2.2 Wärmeübertragersystem

---

Der gesamte Mikroenergiewandler und somit auch das Wärmeübertragersystem (WS) soll ohne bewegliche Teile aufgebaut werden. Der Fluidtransport soll daher durch Kapillarkräfte erfolgen. Kapillar gepumpte Systeme wie Heat Pipes, Loop Heat Pipes (LHPs) und Capillary Pumped Loops (CPLs) werden seit Jahren erfolgreich zum Transport von Wärme eingesetzt. Dabei handelt es sich um geschlossene Systeme, in denen das Arbeitsmedium nicht verbraucht wird. Sie werden vor dem Befüllvorgang aufwendig evakuiert und mit entgastem Arbeitsmedium betrieben, da ansonsten die Gefahr besteht, dass Gasblasen die Kapillarstruktur blockieren [73]. Im Gegensatz dazu handelt es sich bei dem Wärmeübertragersystem um ein offenes System, dem Dampf zur Versorgung der Brennkammer entnommen wird. Dieser Unterschied bringt zwei wesentliche Anforderungen mit sich, die gegenüber klassischen kapillar gepumpten Wärmeübertragern zusätzlich an das System gestellt werden. So muss der **Druck im Wärmeübertragersystem höher sein als der Umgebungsdruck**, um entsprechend Abb. 2.2 den Transport des Methanoldampfes  $\dot{M}_V$  vom Wärmeübertragersystem in die Brennkammer und der Abgase  $\dot{M}_A$  in die Umgebung zu ermöglichen.

Geschlossene Systeme wie Heat Pipes müssen im Idealfall nur ein einziges Mal evakuiert und befüllt werden. Das für den Mikroenergiewandler vorgesehene Wärmeübertragersystem muss jedoch, aufgrund der Dampfantnahme durch die Brennkammer, wiederbefüllbar sein. Ein Evakuieren des Systems und Entgasen des Brennstoffs bei jedem Betankungsvorgang wäre viel zu aufwendig. Daher sollte das **Wärmeübertragersystem mit nicht entgastem Brennstoff arbeiten können**. Diese Anforderungen müssen im Design des Systems berücksichtigt werden.

Zwei unterschiedliche Wärmeübertragerkonzepte werden für den Einsatz im Mikroenergiewandler untersucht. Beide Konzepte unterscheiden sich in erster Linie durch den Einsatz unterschiedlicher Verdampfer. Das erste Konzept sieht den Einsatz eines Verdampfers mit Mikrorillenstrukturen vor. In diesem Wärmeübertragersystem wird der flüssige Brennstoff aufgrund



**Abb. 2.2:** Relation der Drücke in Brennkammer und Wärmeübertragungssystem

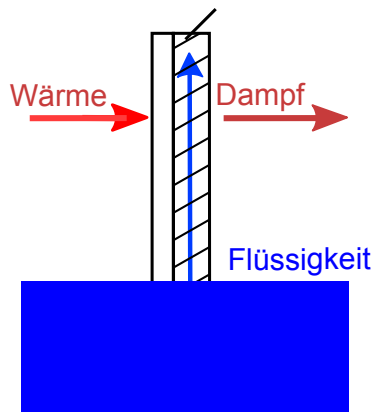
von Kapillarkräften durch Rillen in den beheizten Bereich gefördert und dort verdampft (siehe Abb. 2.3 links). Ähnliche Rillenstrukturen werden auch in Heat Pipes eingesetzt.

Bei dem zweiten Wärmeübertragerkonzept wird der flüssige Brennstoff durch eine poröse Struktur an die beheizte Wand transportiert und der entstehende Dampf durch Dampfabzugskanäle abtransportiert (siehe Abb. 2.3 rechts). Solche Verdampfer werden auch in LHPs und CPLs eingesetzt und dort als 'inverted menisci type evaporator' bezeichnet, da sich die Flüssigkeitsmenisken in der porösen Struktur umgekehrt krümmen, als das in klassischen Heat Pipe Verdampfern der Fall ist (Krümmung relativ zum zugeführten Wärmestrom) [73]. Die Konzepte werden im Folgenden nach den eingesetzten Kapillarstrukturen als Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur und Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur unterschieden.

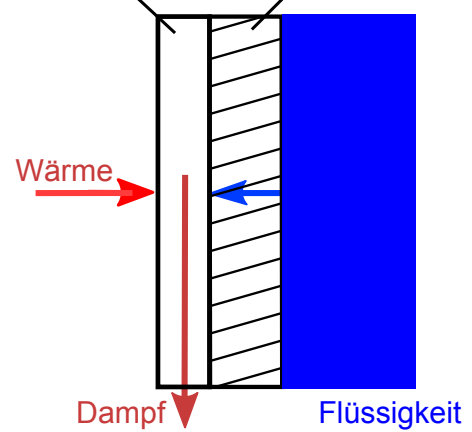
Ziel ist es herauszufinden, welches Wärmeübertragerkonzept besser für den Einsatz im Mikroenergiewandler geeignet ist. Die wichtigsten Parameter der Untersuchung sind die erreichbare Wärmestromdichte und der Dampfmassenstrom. Die Wärmeübertragungssysteme werden bewertet und das leistungstärkere System wird in den Mikroenergiewandler integriert.

Aus der thermischen Leistung des Mikroenergiewandlers (50 W) und dem Heizwert von Methanol (siehe Abb. 1.1) folgt, dass ein Brennstoffmassenstrom von 9 g/h Methanol benötigt wird, um die Brennkammer zu versorgen. Dieser Brennstoffmassenstrom muss von dem Wärmeübertragungssystem als Dampf bereitgestellt werden.

Verdampferplatte mit Rillenstruktur



Kanalstruktur Poröse Struktur



**Abb. 2.3:** Funktionsprinzipien der Verdampfer, nach denen die Wärmeübertragersysteme unterschieden werden. Verdampfer mit Rillenstruktur (links), Verdampfer mit poröser Struktur (rechts)



---

## 3 Grundlagen und Stand der Forschung

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf das Wärmeübertragungssystem. Auf dieses Element des Mikroenergiewandlers wird daher in diesem Kapitel der Schwerpunkt gelegt. Da das Wärmeübertragungssystem fluidisch an die Brennkammer und thermisch an den Thermogenerator gekoppelt ist, wird auch auf die Grundlagen der beiden anderen Komponenten (Brennkammer und Thermogenerator) eingegangen.

---

### 3.1 Wärmeübertragungssystem

---

---

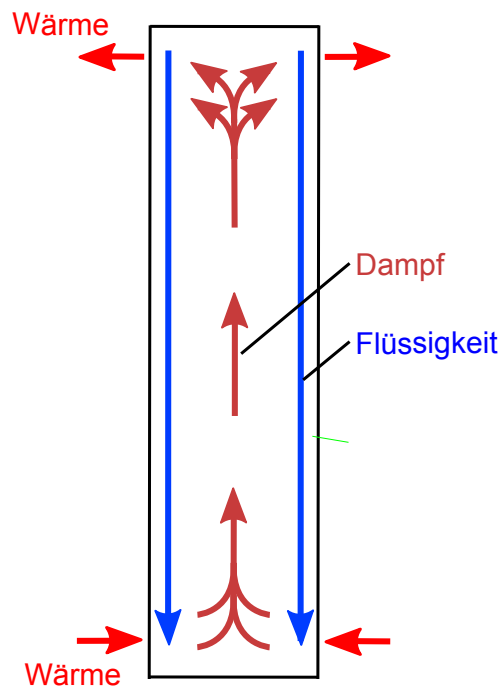
#### 3.1.1 Hintergrund und Theorie

---

Das Wärmeübertragungssystem hat die Aufgaben, dampfförmigen Brennstoff für die Verbrennung zu generieren und Wärme vom thermoelektrischen Generator abzuführen. Es soll ein kapillar gepumpter Verdampfer zum Einsatz kommen. In der Literatur konnten keine Hinweise auf ein kapillar gepumptes System zur Brennstoffvorverdampfung gefunden werden, für das hier vorgestellte Wärmeübertragungssystem gibt es daher vermutlich kein Vorbild. Der Einsatz von kapillar gepumpten Systemen als geschlossene Wärmeübertrager (wie z.B. Heat Pipes) ist heutzutage jedoch sehr verbreitet.

Die grundlegende Idee eines solchen fluidgefüllten passiven Wärmeübertragers geht auf die Patente von A. M. Perkins und J. Perkins im 19. Jahrhundert zurück [69]. In diesen Patenten werden Systeme beschrieben, die durch einphasige und zweiphasige Prozesse Wärme von einem Ofen an einen Boiler transportieren. Gay meldete ein Patent auf ein System an, welches aus vertikalen, mit einem Arbeitsmedium gefüllten Rohren besteht [18]. Dieses System, heute als Thermosiphon bezeichnet, legte den Grundstein für die spätere Entwicklung von Wärmeübertragern, deren Funktion auf Auftriebs- oder Kapillarkräften beruht. Gaugler schlug 1942 erstmals vor, eine Kapillarstruktur als Element eines passiven Wärmeübertragers einzusetzen. Die ersten technisch relevanten Heat Pipes wurden in den 1960er Jahren entwickelt [73].

Thermosiphons und Heat Pipes arbeiten in einem geschlossenem zweiphasigen Kreislauf und nutzen die Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmediums zur Wärmeübertragung. Im Laufe des Fertigungsprozesses werden die Systeme evakuiert oder es wird durch ein anderes Verfahren sichergestellt, dass nur geringe Mengen Luft und andere nichtkondensierbare Gase im System verbleiben. Da sich Dampf und Flüssigkeit des Mediums im gleichen Raum aufhalten, arbeiten beide Systeme im Nassdampfgebiet. Die Funktionsweise von Thermosiphon und Heat Pipe wird im Folgenden explizit beschrieben.

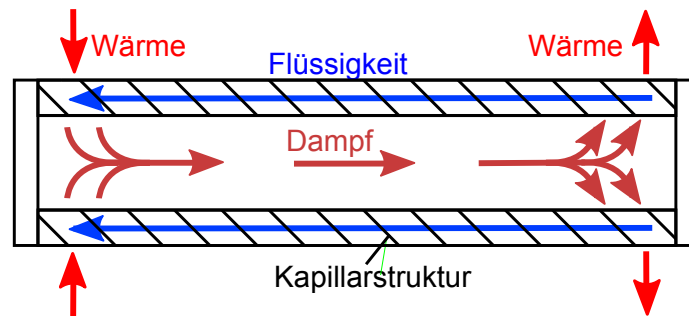


**Abb. 3.1:** Schematischer Aufbau eines Thermosiphons

Die Wärmezufuhr am Boden des Thermosiphons führt zur Verdampfung des Arbeitsmediums (siehe Abb. 3.1). Bei diesem Phasenwechselprozess nimmt das Arbeitsmedium die Wärme in Form von Verdampfungsenthalpie auf. Da der Dampf im Verdampferbereich auf einem höheren Temperatur- und somit auch Druckniveau als im Kondensatorbereich ist, steigt der Dampf auf (dieser Vorgang wird zusätzlich durch Auftriebskräfte unterstützt) [69]. Bei der Kondensation an der gekühlten Wand gibt der Dampf die Verdampfungsenthalpie wieder in Form von Wärme ab. Die Gewichtskraft sorgt dafür, dass das Kondensat nach unten zum Verdampfer zurücktransportiert wird, wo es erneut verdampft. Der Rücktransport des Kondensates im Thermosiphon beruht also auf Gravitationskräften. Daher muss der Verdampfer eines Thermosiphons unterhalb des Kondensators angeordnet sein.

Die Abhängigkeit von der Schwerkraft für den Rücktransport des Kondensates unterscheidet das Thermosiphon von der Heat Pipe [69]. In Heat Pipes werden Kapillarstrukturen für den Transport des Kondensates eingesetzt. Sie können daher in horizontaler Lage, Schwerelosigkeit und sogar in Anwendungen eingesetzt werden, in denen das Kondensat entgegen der Schwerkraft transportiert werden muss. Die Funktionsweise einer klassischen Heat Pipe ist in Abb. 3.2 skizziert. Das Arbeitsmedium verdampft aufgrund der zugeführten Wärme. Der Dampf breitet sich innerhalb der Heat Pipe aus und kondensiert an dem gekühlten Teil. Das Kondensat wird dann mittels einer Kapillarstruktur wieder zum Verdampferteil zurücktransportiert.

Loop Heat Pipes (LHPs) und Capillary Pumped Loops (CPLs) sind ähnlich aufgebaut wie Heat Pipes, in ihnen werden aber getrennte Leitungen für die Flüssig- und die Dampfphase verwendet



**Abb. 3.2:** Schematischer Aufbau einer Heat Pipe

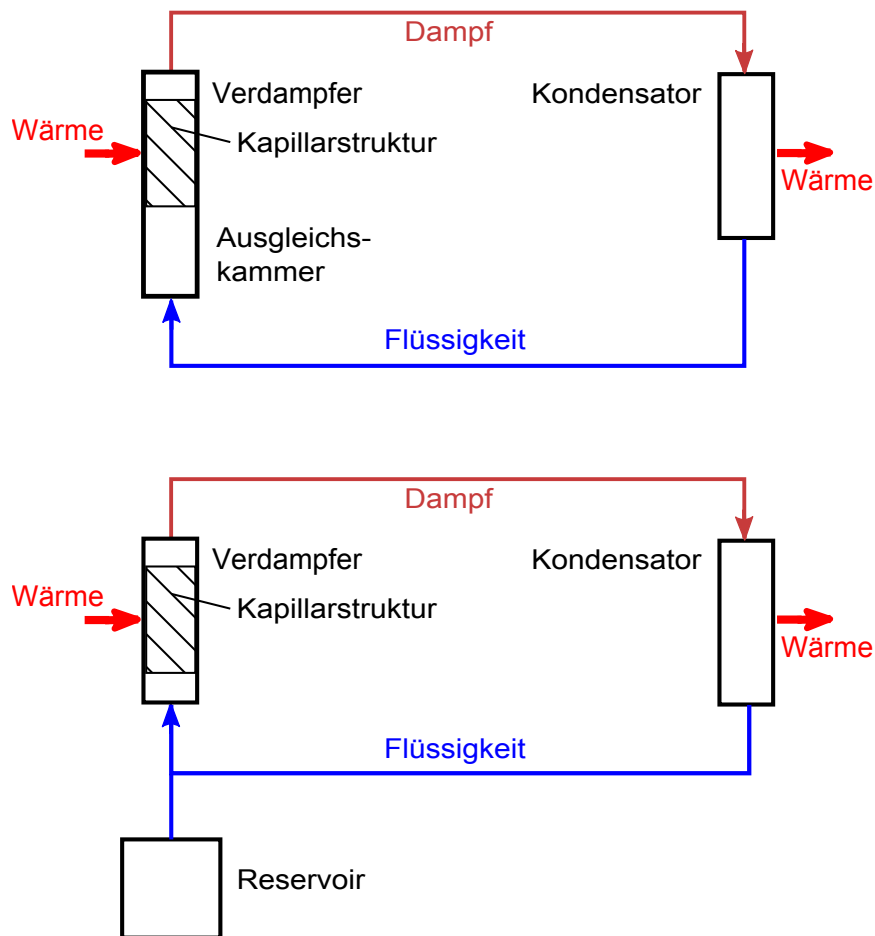
(Abb. 3.3). Dadurch benötigen LHPs und CPLs nur im Verdampfer eine Kapillarstruktur. Für den Flüssigkeitstransport vom Kondensator zum Verdampfer wird die Druckdifferenz zwischen Dampf und Flüssigkeit im Verdampfer genutzt, die ein Resultat des Kapillardrucks ist. LHPs und CPLs sind sehr ähnlich aufgebaut, der wesentliche Unterschied liegt in der Anordnung des Fluidreservoirs, welches in beiden Systemen auch unterschiedlich bezeichnet wird (LHP: Ausgleichskammer, CPL: Reservoir).

Der Wärmetransport in kapillar gepumpten Systemen wird durch Strömungs- und Wärmewiderstände bestimmt. Für die Zirkulation des Arbeitsmediums ist ein ausreichender Kapillardruck notwendig, der die auftretenden Druckverluste kompensiert. Anhand des Druck- und Temperaturverlaufs des Arbeitsmediums einer LHP (Abb. 3.4) soll hier beispielhaft die Funktionsweise solcher Systeme erläutert werden. Die Flüssigkeit in der Ausgleichskammer gelangt in die Kapillarstruktur. Durch die Wärmezufuhr an den Verdampfer steigt die Temperatur des Fluids an. Innerhalb der Kapillarstruktur kann die Flüssigkeit überhitzt werden, bis schließlich der Phasenwechsel Flüssigkeit-Dampf einsetzt. Der Drucksprung zwischen der Flüssigphase und der Dampfphase stellt die treibende Kraft für die Zirkulation des Arbeitsmittels da. Diese Druckdifferenz wird durch den Kapillardruck der Flüssigkeit in der Kapillarstruktur ausgeglichen. Der produzierte Dampf wird beim Transport durch die Dampfzugskanäle überhitzt und verlässt den Verdampfer. Der Dampftransport durch die Dampfleitung zum Kondensator wird im Idealfall als isotherm betrachtet. Im Kondensator findet der Phasenwechsel Dampf-Flüssigkeit statt, dabei wird die Flüssigkeit zusätzlich deutlich unterkühlt. Durch die Flüssigkeitsleitung gelangt das Fluid schließlich wieder in die Ausgleichskammer.

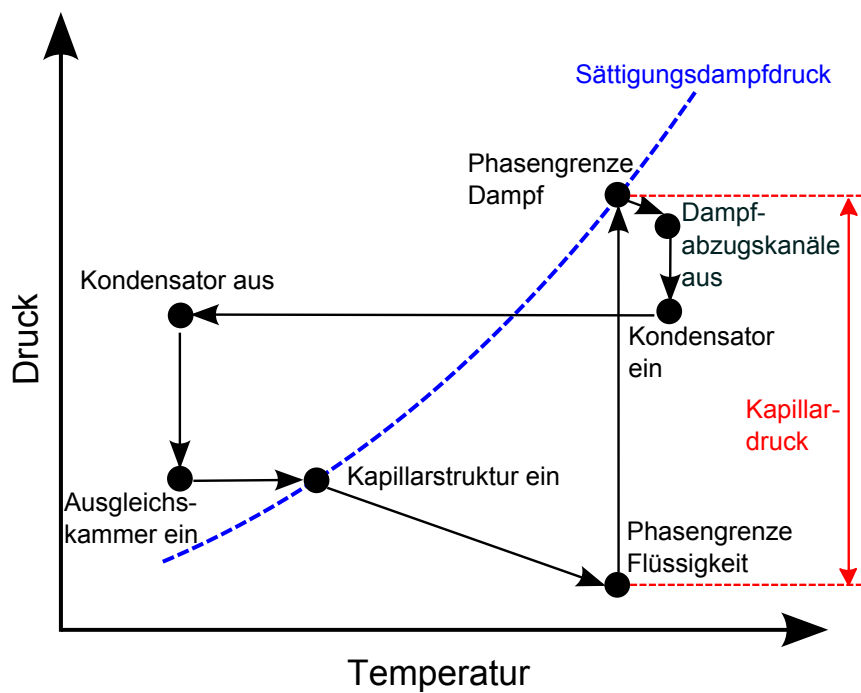
Da das Fluid im geschlossenen Kreislauf strömt, muss die Summe aller Druckdifferenzen gleich null sein:

$$0 = \Delta p_k + \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_G \quad (3.1)$$





**Abb. 3.3:** Aufbau einer Loop Heat Pipe (oben) und einer Capillary Pumped Loop (unten) [73]



**Abb. 3.4:** Arbeitszyklus einer Loop Heat Pipe (LHP) [61]

$\Delta p_k$  ist die Kapillardruckdifferenz,  $\Delta p_v$  und  $\Delta p_l$  sind die Druckverluste aufgrund der Strömung des Arbeitsmediums in dampfförmiger und flüssiger Phase.  $\Delta p_G$  ist der hydrostatische Druckverlust aufgrund einer Flüssigkeitssäule. Gleichung 3.1 wird als die allgemeine Bedingung für die Arbeitsfähigkeit eines geschlossenen kapillar gepumpten Systems bezeichnet [61]. Sie gilt für Heat Pipes, LHPs und CPLs gleichermaßen.

Die Druckverluste beim Transport des Arbeitsmediums ( $\Delta p_v$ ,  $\Delta p_l$ ,  $\Delta p_G$ ) werden durch die Kapillardruckdifferenz  $\Delta p_k$  überwunden, die der Differenz von Kapillardruck im Verdampfer  $p_{k,V}$  und Kapillardruck im Kondensator  $p_{k,K}$  entspricht:

$$\Delta p_k = p_{k,V} - p_{k,K} \quad (3.2)$$

Die Kapillardrücke in Verdampfer und Kondensator hängen von der jeweiligen Krümmung der Phasengrenze ab und entsprechen der Differenz aus Dampfdruck  $p_v$  und Flüssigkeitsdruck  $p_l$ :

$$p_k = p_v - p_l = \sigma \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (3.3)$$

$\sigma$  ist die Oberflächenspannung der Flüssigkeit,  $r_1$  und  $r_2$  sind die Hauptkrümmungsradien der Phasengrenze.

Der maximal erreichbare Kapillardruck  $p_{k,max}$  einer Kapillarstruktur lässt sich über den minimalen effektiven Krümmungsradius  $r_{eff,min}$  definieren, der ausschließlich von der Kapillarstruktur abhängt [100]:

$$p_{k,max} = \frac{2\sigma}{r_{eff,min}} \cos \vartheta \quad (3.4)$$

$\vartheta$  ist der Kontaktwinkel der Flüssigkeit auf der Kapillarstruktur. Der minimale effektive Krümmungsradius  $r_{eff,min}$  für verschiedene Kapillarstrukturen ist in Tabelle 3.1 angegeben.

Die in Gl. 3.1 benötigten Werte für  $\Delta p_v$  und  $\Delta p_l$  können über Gleichungen [73] für den Druckverlust von Dampf- und Flüssigkeitsströmungen in den unterschiedlichen Elementen des kapillar gepumpten Systems berechnet werden.  $\Delta p_G$  kann nach folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\Delta p_G = (\rho_l - \rho_v) G l \sin \varphi \quad (3.5)$$

$\rho_l$  und  $\rho_v$  sind die Dichten der Flüssigkeit und des Dampfes,  $G$  ist die Gravitationskonstante,  $l$  ist die effektive Länge des kapillar gepumpten Systems und  $\varphi$  ist der Steigungswinkel des Systems gegenüber einer Ebene senkrecht zum Erdschwerefeld.

**Tab. 3.1:** Minimale effektive Krümmungsradien [100]

Kapillarstruktur	$r_{\text{eff,min}}$	Formelzeichen	
kreisförm. Arterie	$r$	$r$	Arterienradius
rechteckige Rille	$w$	$w$	Rillenweite
dreieckige Rille	$w / \cos \beta$	$w$	Rillenweite
		$\beta$	Öffnungswinkel
Gitternetz	$(w + d)/2$	$w$	Maschenweite
	oder	$d$	Drahtdurchmesser
	$1/(2N)$	$N$	Maschenzahl je Längeneinheit
gesinterte Pulver	$0.41 r$	$r$	Kornradius

Neben der allgemeinen Bedingung für die Arbeitsfähigkeit von geschlossenen kapillar gepumpten Systemen (Gl. 3.1) existieren noch weitere Bedingungen, die im Wesentlichen von der Systemgeometrie abhängen. Heat Pipes, LHPs und CPLs unterliegen hier unterschiedlichen Beschränkungen, auf die hier nicht im einzelnen eingegangen wird. Weitere Informationen dazu können folgenden Arbeiten entnommen werden [61, 69, 73].

Bezüglich des Wärmetransportes können geschlossene kapillar gepumpte Systeme als Wärmeleiter mit einem sehr geringen Wärmewiderstand betrachtet werden [100]. Die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\Delta T = \dot{Q} \cdot R_{\text{th,ges}} \quad (3.6)$$

Dabei ist  $R_{\text{th,ges}}$  ein Gesamtwärmewiderstand, der sich aus mehreren Teilwiderständen (Wärmewiderstand der Wand, Wärmewiderstand bei der Verdampfung, usw.) zusammensetzt. Auf die Berechnung der Teilwiderstände wird in [69, 73, 100] näher eingegangen. In der vorliegenden Arbeit wird der Schwerpunkt auf den Verdampfungsvorgang innerhalb des kapillar gepumpten Wärmeübertragungssystems gelegt. Die Wärmeübertragungsleistung des Verdampfers wird über die Wärmestromdichte  $\dot{q}_V$  und den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_V$  charakterisiert:

$$k_V = \frac{\dot{q}_V}{T_W - T_{\text{sat}}} \quad (3.7)$$

$\dot{q}_V$  ist die dem Verdampfer zugeführte Wärmestromdichte,  $T_W$  ist die Wandtemperatur des Verdampfers und  $T_{\text{sat}}$  die Sättigungstemperatur des Fluids im Verdampfer.

---

### 3.1.2 Wärmeübertragungsleistung

---

Es wurde bereits eine große Anzahl von Studien auf dem Gebiet von kapillar gepumpten Wärmeübertragern durchgeführt, bei denen es sich im Allgemeinen um geschlossene Kreisläufe handelt. In diesem Abschnitt wird insbesondere auf Arbeiten eingegangen, in denen Systeme mit ähnlich kleinen Abmessungen beschrieben werden, wie sie für das Wärmeübertragungssystem des Mikroenergiewandlers vorgesehen sind. Da die Systeme generell zum Wärmetransport eingesetzt werden, sind die erreichbare Wärmestromdichte und der Wärmedurchgangskoeffizient wichtige Leistungsgrößen. Die im Folgenden genannten Werte beziehen sich jeweils auf den Verdampfer des kapillar gepumpten Systems.

Lin et al. [58] untersuchten eine miniaturisierte Heat Pipe mit Wasser als Arbeitsmedium und erreichten Wärmestromdichten von bis zu  $140 \text{ W/cm}^2$  unter konzentrierter Wärmezufuhr. Konzentrierte Wärmezufuhr bedeutet, dass die Wärme in diesem Fall nur über einen kleinen Teil der vorhandenen Verdampferfläche zugeführt wird. Auf die gesamte Verdampferfläche bezogen ist die Wärmestromdichte deutlich niedriger. In den Versuchen wurde eine relativ hohe Wandüberhitzung von 60 Kelvin gemessen.

Jung-Yeul et al. [39] testeten eine CPL mit einer Kapillarstruktur, die parallele konische Löcher aufweist. FC-72 wurde als Arbeitsmedium verwendet. Es wurden Wärmestromdichten von bis zu  $6.22 \text{ W/cm}^2$  erreicht. Der höchste gemessene Wärmedurchgangskoeffizient für einen stationären Zustand lag bei  $0.09 \text{ W/(cm}^2 \text{ K)}$  bei einer Wärmestromdichte von  $6 \text{ W/cm}^2$ .

Maydanik et al. [61] entwickelten zwei miniaturisierte LHPs mit Wasser und Ammoniak als Arbeitsmedien. Die LHP mit Ammoniak erreichte eine maximale Wärmestromdichte von bis zu  $69.1 \text{ W/cm}^2$ . Der maximale Wärmedurchgangskoeffizient für den stationären Zustand lag bei  $7.8 \text{ W/(cm}^2 \text{ K)}$  bei einer Wärmestromdichte von  $21.1 \text{ W/cm}^2$ . Die LHP mit Wasser erreichte Wärmestromdichten von bis zu  $44.5 \text{ W/cm}^2$  bevor sie austrocknete. Der höchste Wärmedurchgangskoeffizient wurde bei einer Wärmestromdichte von  $35 \text{ W/cm}^2$  gemessen und lag bei  $3.17 \text{ W/(cm}^2 \text{ K)}$ . Eine mit Ammoniak gefüllte LHP, entwickelt um sehr hohe Wärmestromdichten zu übertragen, konnte einen Rekordwert von  $130 \text{ W/cm}^2$  erreichen [61].

In der Arbeit von Stephan und Brandt [91] wird eine neuartige Kapillarstruktur mit Mikrokanälen für Heat Pipes vorgestellt, die eine hohe Kapillarkraft und einen geringen Druckverlust ermöglichen soll. Wärmestromdichten von bis zu  $2.8 \text{ W/cm}^2$  wurden gemessen. Gegenüber herkömmlichen Strukturen ohne Mikrokanäle konnte der Wärmedurchgangskoeffizient um den Faktor 3.3 gesteigert werden.

Um den maximalen Wärmestrom, Temperaturen, Druckverlust, Wärmeübergangskoeffizienten und die effektive Wärmeleitfähigkeit von kapillar gepumpten Systemen vorhersagen zu können, wurde eine Vielzahl von Modellen entwickelt [22, 23, 69, 73, 86, 92, 95, 100], in denen von stationären Betriebszuständen, d.h. konstanten Systemdrücken und Systemtemperaturen ausgegangen wird. Laut Hoang und Ku [30] stellen sich in kapillar gepumpten Systemen jedoch in

---

der Regel instationäre Betriebszustände ein. Dabei werden Druck- und Temperaturoszillationen beobachtet [17, 32].

---

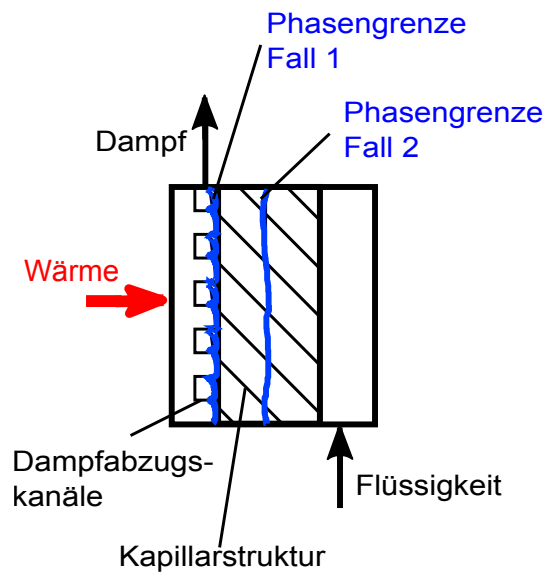
### 3.1.3 Oszillationen

---

Verschiedene Ursachen werden für Oszillationen in kapillar gepumpten Systemen in Betracht gezogen. Laut Allen und Hallinan können thermokapillare Oszillationen durch mikroskopische Instabilitäten der Menisken ausgelöst werden [1]. Die Instabilitäten in Form von Druck- und Temperaturoszillationen pflanzen sich durch das gesamte System fort und regen es an. Als weitere Ursache für Oszillationen werden hydrodynamische Instabilitäten innerhalb des Systems vermutet. Dabei wird davon ausgegangen, dass Oszillationen durch kleinste Abweichungen vom stationären Betriebszustand ausgelöst werden. Das kapillar gepumpte System wird instabil, wenn die Generierung von Energie durch Störungen die Energiedissipation übertrifft [55]. Hoang und Ku haben eine CPL als Feder-Masse-System zur Vorhersage der Amplitude von Druckoszillationen modelliert [32]. Ein Vergleich mit Experimenten zeigt eine gute Übereinstimmung. Weitere wichtige Parameter wie z.B. die Oszillationsfrequenz sowie der Einfluss der Oszillationen auf die Wärmeübertragungsleistung wurden nicht untersucht.

Ob und wie die Oszillationen das Betriebsverhalten von kapillar gepumpten Systemen beeinflussen, ist noch weitgehend unklar. Einige Wissenschaftler meinen, dass die Oszillationen keinen größeren Effekt haben. Hoang und Ku gehen dagegen davon aus, dass Druckoszillationen Leistungsanomalien auslösen; insbesondere in Fällen, in denen die Amplitude der Druckoszillationen größer ist als der maximale Kapillardruck der Kapillarstruktur [32]. Laut Hamdan können Druckoszillationen die Effektivität einer CPL stark beeinflussen, denn mit den Oszillationen korrelieren Meniskenbewegungen in der Kapillarstruktur [23]. Allen und Hallinan studierten Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge in einer CPL mit einer Videokamera [2]. Sie fanden eine Korrelation zwischen Temperatur-, Druck- und Meniskenoszillationen. Die Korrelation deutet auf einen direkten Zusammenhang zwischen den Oszillationen und einem frühzeitigen Systemversagen durch Austrocknen der porösen Struktur hin. Die Amplituden und Frequenzen der Oszillationen hängen von den physikalischen Dimensionen wie z.B. Dampfvolumen, zugeführter Wärmestrom, Temperatur der Wärmesenke, sowie Länge und Durchmesser der Leitungen des Wärmeübertragungssystems ab [32]. Werden die Amplituden der Schwankungen sehr groß, so kann die Flüssigkeit aus der Kapillarstruktur verdrängt werden, oder umgekehrt, sie wird durch die Kapillarstruktur hindurchgedrückt und benetzt die Dampfabzugskanäle [23].

Während das Verdrängen der Flüssigkeit aus der Kapillarstruktur äußerst negative Folgen bis hin zum Systemversagen hat, lässt sich vermuten, dass sich ein periodisches Benetzen der Dampfabzugskanäle mit Flüssigkeit positiv auf die Wärmeübertragungsleistung auswirkt. In Abb. 3.5 ist der prinzipielle Aufbau eines CPL-Verdampfers mit zwei möglichen Positionen der Phasengrenze dargestellt. Im ersten Fall werden die Dampfabzugskanäle aufgrund von



**Abb. 3.5:** Aufbau eines CPL Verdampfers

Oszillationen periodisch mit Flüssigkeit benetzt. Im zweiten Fall befindet sich die Phasengrenze Flüssigkeit/Dampf dagegen in der Kapillarstruktur, daher muss die Wärme zunächst von den Dampfabzugskanälen an die Kapillarstruktur übertragen und zur Phasengrenze geleitet werden. Im ersten Fall kann der Wärmewiderstand deutlich geringer sein als im zweiten Fall.

Zusammenfassend lässt sich die Aussage treffen, dass die Oszillationen in kapillar gepumpten Systemen sowie deren Auswirkungen auf den Wärmetransport noch weitgehend unverstanden sind und Forschungsbedarf besteht.

#### 3.1.4 Nichtkondensierbare Gase

Gase, die innerhalb eines kapillar gepumpten Systems nicht kondensieren, werden als nicht-kondensierbare Gase bezeichnet. Dabei kann es sich zum Beispiel um Luft handeln, die beim Befüllungsvorgang in dem System verbleibt oder im Arbeitsmedium gelöst ist. Aber auch während des Betriebs kann die Gaskonzentration im System zunehmen. Gase können von außen aufgrund von Dichtungsproblemen in das System eindringen oder bei chemischen Reaktionen zwischen Wandmaterial und Fluid entstehen [54, 68, 73]. In Reay et al. [73] werden Empfehlungen zur Auswahl von Fluid-Wandmaterial-Paarungen gegeben, bei denen chemische Reaktionen unwahrscheinlich sind.

Nichtkondensierbare Gase wirken sich in der Regel negativ auf die Leistung von kapillar gepumpten Systemen aus. Die drei wesentlichen Gründe dafür sind [87]:

1. In Heat Pipes sammeln sich die Gase im Kondensator an und verringern so die für die Kondensation zur Verfügung stehende Fläche. Dadurch steigen der thermische Widerstand des Kondensators und die Sättigungstemperatur des Systems.
2. Aufgrund der Partialdrücke der Gase erhöht sich der Systemdruck, wodurch das Temperaturniveau des kapillar gepumpten Systems ansteigt.
3. Die Gase können die Flüssigkeitszufuhr an und den Flüssigkeitstransport in der Kapillarstruktur behindern. Durch eine schlechtere Flüssigkeitsversorgung des Verdampfers steigen der thermische Widerstand des Verdampfers und die Wandtemperaturen an. Eine Blockade der Flüssigkeitszufuhr durch Gase kann zum Austrocknen des Verdampfers und somit zum Versagen des Systems führen.

Zahlreiche Untersuchungen bestätigen, dass konventionelle Heat Pipes sehr empfindlich gegenüber einer Zunahme von nichtkondensierbaren Gasen während dem Betrieb sind [13, 73, 98]. In LHPs und CPLs reichern sich die nichtkondensierbaren Gase in der Regel nicht im Kondensator an, sie verlassen den Kondensator gemeinsam mit der Flüssigkeit und gelangen in die Ausgleichskammer bzw. in das Reservoir. LHPs und CPLs sind daher generell toleranter gegenüber nichtkondensierbaren Gasen als traditionelle Heat Pipes, dennoch zeigen sich auch hier deutliche Auswirkungen. Der Einfluss von nichtkondensierbaren Gasen auf die Leistung einer Miniatur-LHP wurde in [87] untersucht. Das Temperaturniveau des Systems stieg mit zunehmender Gaskonzentration an, was auf eine Verschlechterung der Flüssigkeitsversorgung der Kapillarstruktur und einen Anstieg des Systemdrucks zurückgeführt wurde. Der Einfluss der nichtkondensierbaren Gase war bei niedrigen Wärmeströmen besonders ausgeprägt. Die Gase wirkten sich weiterhin negativ auf den Anfahrvorgang des Systems aus. Die benötigte Zeit bis der Fluidkreislauf zu zirkulieren begann, nahm mit steigender Gaskonzentration zu.

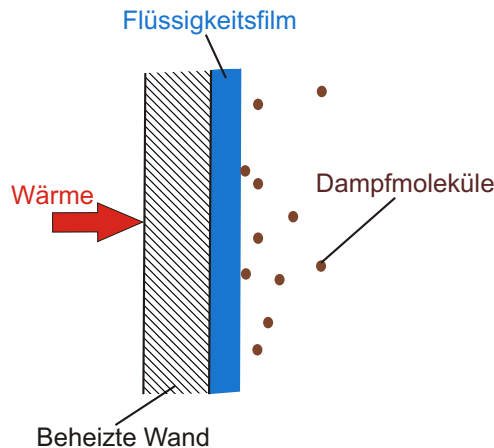
Für geschlossene kapillar gepumpte Systeme können geeignete Befüllungsverfahren und konstruktive Maßnahmen genutzt werden, um die Konzentration von nichtkondensierbaren Gasen gering zu halten. Da es sich beim Wärmeübertragungssystem jedoch um ein offenes System handelt, sind nichtkondensierbare Gase innerhalb des Systems nicht zu vermeiden und müssen in der Entwicklung berücksichtigt werden

---

### 3.1.5 Verdampfung und Kondensation in Mikrostrukturen

---

In Verdampfer und Kondensator des Wärmeübertragungssystems wechselt das Fluid seinen Aggregatzustand von flüssig zu gasförmig beziehungsweise umgekehrt. Die Änderung des Aggregatzustandes findet dabei teilweise in mikrostrukturierten Bauteilen mit Geometrien kleiner als 100  $\mu\text{m}$  statt. In diesem Abschnitt wird auf den Einfluss von Mikrostrukturen auf Phasenwechselvorgänge eingegangen.



**Abb. 3.6:** Schematische Abbildung eines Verdampfungsprozesses

Für die Änderung des Aggregatzustandes benötigt das Fluid die Zufuhr von latenter Wärme (Verdampfung) oder gibt diese ab (Kondensation). Beim Verdampfen und Kondensieren im Wärmeübertragungssystem wird die Wärme über eine Wandfläche zu- oder abgeführt. Bei diesem Vorgang sind mehrere Teilwiderstände zu überwinden, was hier beispielhaft anhand eines Verdampfungsprozesses erläutert wird (siehe Abb. 3.6):

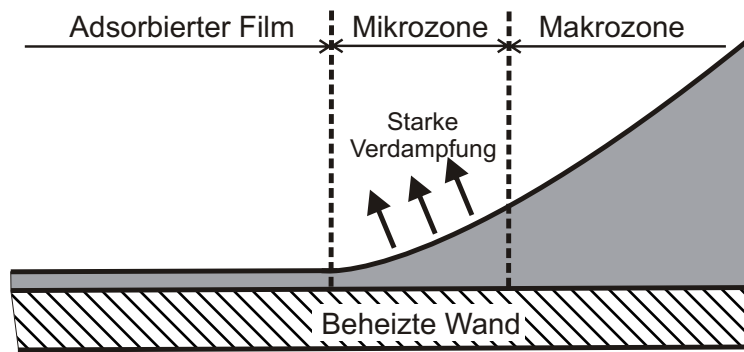
- Wärme wird durch Leitung und Konvektion von einer beheizten Wand durch einen Flüssigkeitsfilm an die Phasengrenze Flüssigkeit/Dampf übertragen.
- Die Flüssigkeit verdampft an der Phasengrenze.
- Der Dampf wird durch Konvektion und Diffusion von der Phasengrenze wegtransportiert.

Es sind also drei in Reihe geschaltete Wärmewiderstände zu berücksichtigen. Von diesen Widerständen ist der in der flüssigen Phase meist der größte und damit entscheidend [4].

Im Wärmeübertragungssystem des Mikroenergiewandlers kommen mikrostrukturierte Oberflächen zum Einsatz. Durch die Strukturierung der Wand können die beschriebenen Widerstände beim Wärmetransport deutlich verringert werden. Allgemein kann bei der Wärmeübertragung mit Phasenwechsel eine mikrostrukturierte Wand aufgrund folgender Faktoren Vorteile gegenüber einer technisch glatten Wand aufweisen:

- Größere wärmeübertragende Fläche
- Verbesserter konvektiver Wärmetransport innerhalb der Flüssigkeitsschicht
- Geringere Dicke der Flüssigkeitsschicht
- Größere Anzahl von Keimstellen für den Phasenwechsel





**Abb. 3.7:** Kontaktbereich eines Flüssigkeitsmeniskus an einer beheizten Wand [93]

Bei Wärmeübertragungsvorgängen kann der thermische Widerstand durch ein **Vergrößern der wärmeübertragenden Fläche** verringert werden. Durch eine Mikrostrukturierung kann die Oberfläche gegenüber einer glatten Wand um ein Vielfaches vergrößert werden.

Mittels Mikrostrukturen können gezielt Flüssigkeitsströmungen eingestellt werden, um den **konvektiven Wärmetransport** innerhalb eines Flüssigkeitsfilms zu verbessern. Mikrostrukturen können Wirbel erzeugen, was zum Beispiel in der Fallfilmverdampfung eine Rolle spielt [56, 104]. Des Weiteren kann durch mikrostrukturierte Wände die Marangoni-Konvektion beeinflusst werden. Die Dicke eines Flüssigkeitsfilms, der eine strukturierte Wand bedeckt, ist ungleichmäßig, was zu Temperaturgradienten an der Filmoberfläche führt. Da die Oberflächenspannung im Allgemeinen mit steigender Temperatur sinkt, werden durch diese Temperaturdifferenzen thermokapillare Spannungen induziert, welche Flüssigkeitsbewegungen auslösen [27].

Mit zunehmender **Dicke des Flüssigkeitsfilms** an der Wand wächst der thermische Widerstand, da die Wärme durch den Film transportiert werden muss. Daher wird angestrebt, einen möglichst dünnen Flüssigkeitsfilm auf der beheizten Wand zu erhalten. Mikrostrukturierte Wände können helfen, die Stabilität dünner Flüssigkeitsfilme zu gewährleisten, um einen Filmaufriss zu verhindern. Eine große Bedeutung für die Wärmeübertragung in kapillar gepumpten Wärmeübertragern hat die Verdampfung in der sogenannten Mikrozone [29]. In Abb. 3.7 ist der Kontaktbereich eines Flüssigkeitsmeniskus an einer Wand abgebildet. Im Bereich des an der Wand adsorbierten Films verdampft keine Flüssigkeit, weil sehr starke intermolekulare Kräfte zwischen den Wandatomen und den Atomen innerhalb des dünnen Flüssigkeitsfilms wirken. Im Bereich der Mikrozone ist der Flüssigkeitsfilm deutlich dicker als im adsorbierten Bereich, der Einfluss der intermolekularen Kräfte ist daher geringer. Hier wird eine sehr hohe Verdampfungsrate erzielt. In der anschließenden Makrozone ist der Flüssigkeitsfilm noch dicker. Da mit zunehmender Dicke des Flüssigkeitsfilms der Wärmewiderstand steigt, ist die auf die Fläche bezogene Verdampfungsrate in diesem Bereich gegenüber der Mikrozone wiederum deutlich geringer.

---

In Kondensationsprozessen sollte das kontinuierlich an der Wand gebildete Kondensat möglichst schnell von der Wand entfernt werden, um den thermischen Widerstand beim Transport der Wärme vom kondensierenden Dampf an die gekühlte Wand so gering wie möglich zu halten. Mikrostrukturen können für einen verbesserten Abtransport des Kondensates sorgen. Eines der wichtigsten Phänomene ist dabei der sogenannte Gregorig-Effekt, der wie die Marangoni-Konvektion durch die Oberflächenspannung von Flüssigkeiten ausgelöst wird [9]. Infolge unterschiedlicher Krümmungen der Flüssigkeitsoberfläche an der Wand, entstehen Druckgradienten innerhalb des Films, die dazu beitragen Flüssigkeit abzutransportieren.

In der Fallfilmverdampfung wird eine Verbesserung des Wärmetransportes um den Faktor fünf für gerillte Oberflächen gegenüber glatten gemessen [40]. Dabei spielen sowohl die Optimierung des konvektiven Wärmetransportes als auch die Verringerung der Dicke des Flüssigkeitsfilms eine Rolle.

Beim Blasensieden können sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden, weil ein Großteil der Wärme durch die Verdampfung eines sehr dünnen Flüssigkeitsfilms im Bereich der Kontaktfläche zwischen Wand und Blase übertragen wird. **Keimstellen für den Phasenwechsel** entstehen bevorzugt an Kavitäten in der beheizten Wand. Dort sind häufig Gaseinschlüsse vorhanden, die das Entstehen von Dampfblasen erleichtern. Gleichzeitig ist die Flüssigkeit in Kavitäten durch das große Wandoberflächen/Volumen-Verhältnis auf einem höheren Temperaturniveau als außerhalb der Kavitäten. Beide Faktoren begünstigen das Entstehen und das Anwachsen von Dampfblasen. Durch Mikrostrukturierungsverfahren können definierte Kavitäten auf Wandoberflächen produziert werden, was den Wärmetransport beim Blasensieden verbessert [105].

In dem Wärmeübertragungssystem soll eine Kapillarstruktur im Verdampfer eingesetzt werden. Um eine Blockade der Kapillarstruktur durch Blasen zu vermeiden, werden kapillar gepumpte Systeme im Allgemeinen so betrieben, dass kein Blasensieden im Verdampfer auftritt. Aufgrund des hohen Temperaturniveaus der Brennkammer, die als Wärmequelle im Mikroenergiewandler eingesetzt wird, kann das Auftreten von Blasensieden jedoch nicht ausgeschlossen werden.

---

## 3.2 Brennkammer

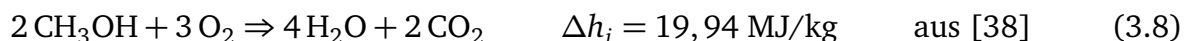
---

Eine Verbrennung ist eine exotherme Redoxreaktion zwischen einem Brennstoff und einem Oxidationsmittel, bei der Wärme frei wird. In einer Verbrennungsreaktion reagiert der Brennstoff mit dem Oxidationsmittel (z.B. Sauerstoff oder Fluor) und es entstehen Reaktionsprodukte. Beispielhaft ist in Gl. 3.8 die globale Reaktionsgleichung für die Reaktion von Methanol mit Sauerstoff aufgeführt. Dabei ist der Heizwert  $\Delta h_i$  die bei einer Verbrennung maximal nutzbare

**Tab. 3.2:** Verbrennungssysteme geordnet nach Mischungs- und Strömungstypen [102]

Mischungstyp	Strömungstyp	Beispiele
vorgemischt	turbulent	Otto-Motor mit Saugrohreinspritzung stationäre Gasturbine
	laminar	flache Flamme Bunsen-Flamme
nicht-vorgemischt	turbulent	Flugzeug-Turbine Diesel-Motor mit Direkteinspritzung
	laminar	Holzfeuer Kerze

Wärmemenge, bei der es nicht zu einer Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes kommt, bezogen auf die Masse des eingesetzten Brennstoffs [28].



Das Gebiet, in dem die chemische Umsetzung hauptsächlich stattfindet, wird als Flamme bezeichnet [38]. Entsprechend Tabelle 3.2 werden die Flammentypen nach Mischungs- und Strömungsart unterschieden. Bei der vorgemischten Verbrennung wird der Brennstoff vor der Verbrennung mit dem Oxidationsmittel gemischt. Bei der nicht-vorgemischten Verbrennung laufen Mischung und Verbrennung gleichzeitig ab. Je nach Strömungsart des Brennstoffs bzw. Brennstoff/Oxidationsmittel-Gemisches unterscheidet man zwischen laminarer und turbulenter Verbrennung [102].

Der geplante Mikroenergiewandler soll möglichst klein sein, da er zukünftig in portablen elektronischen Kleingeräten eingesetzt werden soll. Daher sollte auch die Brennkammer möglichst klein sein. Eine Verbrennung in kleinen Geometrien (Wandabstände  $< 1 \text{ cm}$ ) stellt jedoch andere Anforderungen als herkömmliche Verbrennungssysteme mit größeren Abmessungen. Mit kleiner werdender charakteristischer Länge sinken Reynoldszahl und Pecletzahl, die Turbulenz der Strömung lässt nach, die Bedeutung von viskosen Effekten und diffusivem Transport von Masse und Wärme nehmen zu.

Eine kritische Größe für den Verbrennungsvorgang ist die Verweilzeit des reaktiven Gemisches innerhalb der Brennkammer. Mit abnehmendem Brennkammervolumen verringert sich die Verweilzeit. Um eine vollständige Verbrennung zu gewährleisten, muss die Verweilzeit jedoch größer sein als die chemische Reaktionszeit [16]. Wegen des großen Oberflächen/Volumen-Verhältnisses spielen Wandeffekte bei Verbrennungen in kleinen Geometrien eine entscheidende

---

Rolle. Wände können dem Verbrennungsprozess Wärme und Radikale entziehen, was zum Verlöschen der Flamme führen kann.

Durch die Verwendung von katalytisch beschichteten Oberflächen kann die Reaktionsgeschwindigkeit des Verbrennungsvorgangs erhöht werden, was die beschriebenen Nachteile ausgleichen kann. Katalytische Verbrennungen in sehr kleinen Systemen wurden in [15, 41, 47, 50, 107, 109] untersucht.

---

### 3.3 Thermoelektrischer Generator

---

Die thermoelektrische Energiewandlung beruht auf der direkten Wandlung von thermischer Energie in elektrische und umgekehrt. Zwischen zwei Punkten eines elektrischen Leiters entsteht eine elektrische Spannung, wenn sie auf unterschiedlichen Temperaturniveaus sind. Dieses Phänomen wird Seebeck-Effekt (benannt nach dem Entdecker dieses Phänomens Thomas Johann Seebeck) oder auch thermoelektrischer Effekt genannt. Umgekehrt wird eine Temperaturdifferenz zwischen zwei Punkten aufgebaut, wenn zwischen ihnen eine elektrische Spannung angelegt wird. Dieser Wärmetransport aufgrund einer elektrischen Spannung wird Peltier-Effekt genannt. Für die vorliegende Arbeit hat der thermoelektrische Effekt eine wesentliche Bedeutung, weshalb auf ihn hier näher eingegangen wird.

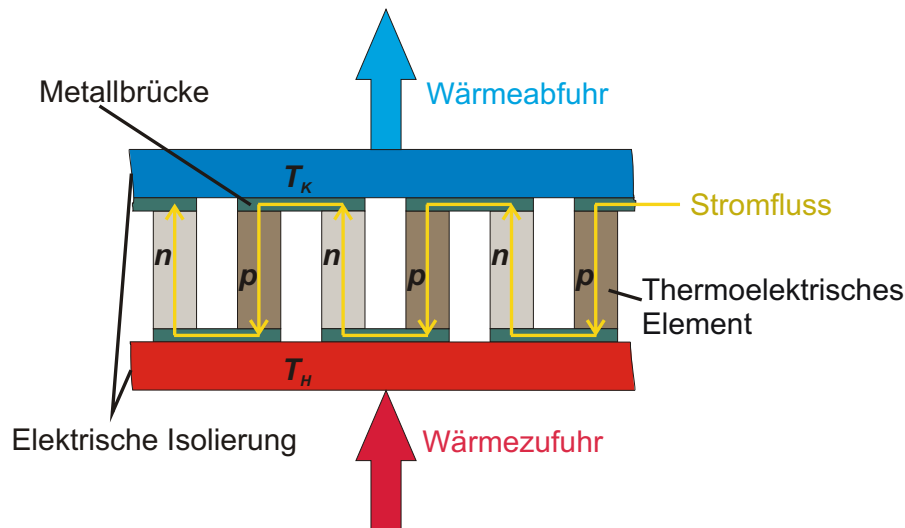
Beim thermoelektrischen Effekt bewirkt ein Temperaturgradient, dass Ladungsträger, entweder Elektronen oder Elektronenfehlstellen, vom höheren Temperaturniveau zum niedrigeren diffundieren. Auslöser für diesen als Thermodiffusion bezeichneten Effekt ist die Temperaturabhängigkeit der Geschwindigkeitsverteilung der Ladungsträger.

Der Wirkungsgrad eines Thermogenerators ist definiert als das Verhältnis zwischen abgegebener elektrischer Leistung und zugeführtem Wärmestrom. Der maximal erreichbare Wirkungsgrad hängt entsprechend Gl. 3.9 im Wesentlichen von den Temperaturen an der heißen Seite  $T_{HS}$  und der kalten Seite  $T_{KS}$  des Generators sowie der mittleren Temperatur  $T_m$  und von der materialspezifischen Leistungszahl 'figure of merit'  $Z$  ab [96]. Der erste Quotient von Gl. 3.9 entspricht dabei dem Carnot-Wirkungsgrad:

$$\eta_{TE} = P_{el}/\dot{Q} = \frac{T_{HS} - T_{KS}}{T_{HS}} \left[ \frac{(1 + Z T_m)^{1/2} - 1}{(1 + Z T_m)^{1/2} + (T_{KS}/T_{HS})} \right] \quad (3.9)$$

Thermogeneratoren werden im Allgemeinen aus positiv und negativ dotierten (p- und n-dotierten) Halbleitermaterialien hergestellt (siehe Abb. 3.8). Zur Berechnung der 'figure of merit' werden daher die physikalischen Eigenschaften von beiden Materialien benötigt (Gl. 3.10).

$$Z = \frac{(S_n - S_p)^2}{[(R_{el,n}\lambda_n)^{1/2} + (R_{el,p}\lambda_p)^{1/2}]^2} \quad (3.10)$$

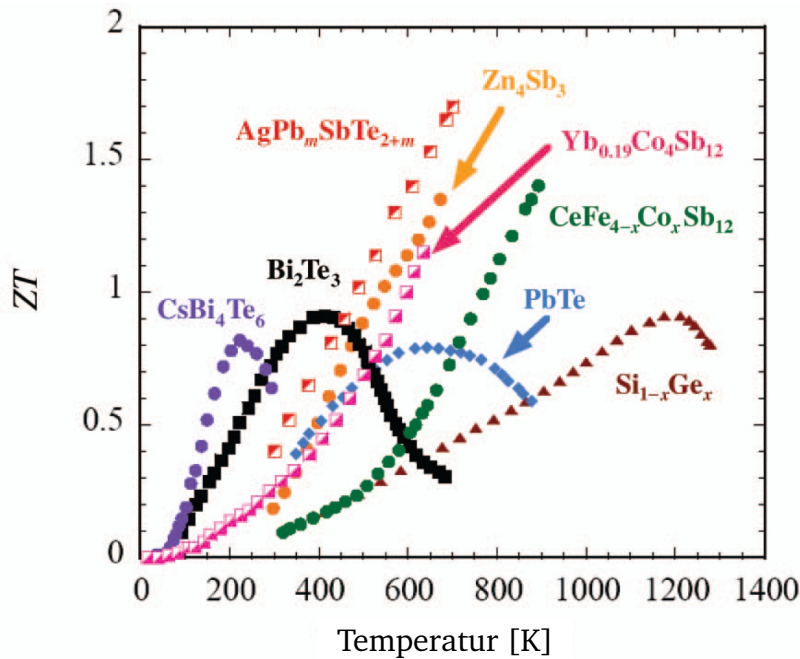


**Abb. 3.8:** Schematischer Aufbau eines thermoelektrischen Generators

Die Materialien sollten einen hohen Seebeck-Koeffizienten  $S$ , einen geringen elektrischen Widerstand  $R_{el}$  und eine geringe thermische Leitfähigkeit  $\lambda$  aufweisen. Dabei sagt der Seebeck-Koeffizient aus, welche elektrische Spannung pro Kelvin Temperaturdifferenz über das Material aufgebaut wird. Der Wärmeverlust durch das Material hängt von der thermischen Leitfähigkeit ab, die somit maßgeblich den Wirkungsgrad beeinflusst.

Um eine technisch nutzbare Spannung zu erhalten, werden viele thermoelektrische Elemente zu einem Thermogenerator elektrisch in Reihe geschaltet (Abb. 3.8). Am häufigsten werden dabei die Materialien Bismut-Tellurid ( $BiTe$ ), Blei-Tellurid ( $PbTe$ ) und Silizium-Germanium ( $SiGe$ ) eingesetzt. Für die thermoelektrische Energiewandlung eignet sich Bismut-Tellurid in einem Temperaturbereich von Raumtemperatur bis ca. 300 °C. Blei-Tellurid wird bei Temperaturen von Raumtemperatur bis ca. 600 °C eingesetzt. Silizium-Germanium kann von Raumtemperatur bis zu sehr hohen Temperaturen von ca. 1000 °C eingesetzt werden. Die Leistungsfähigkeit von thermoelektrischen Materialien kann anschaulich anhand der dimensionslosen 'figure of merit'  $ZT$  verglichen werden, die aus der 'figure of merit'  $Z$  und der Temperatur des Thermogenerators  $T$  zusammengesetzt wird. Die höchste Leistungszahl der drei beschriebenen Materialien weist Bismut-Tellurid mit bis zu  $ZT = 1$  auf. Blei-Tellurid erreicht  $ZT = 0.8$  und Silizium-Germanium  $ZT = 0.9$  [96, 106]. Mit diesen Materialien kann typischerweise ein Wirkungsgrad von knapp 5% erzielt werden [78].

Aufgrund des relativ geringen Wirkungsgrads und der hohen Produktionskosten werden Thermogeneratoren heutzutage nur in Anwendungen eingesetzt, in denen ihre hohe Zuverlässigkeit und Lebensdauer von großer Bedeutung ist. In der unbemannten Raumfahrt werden nuklear betriebene Thermogeneratoren zur Versorgung von Bordelektronik verwendet. Terrestrische



**Abb. 3.9:** Dimensionslose thermoelektrische Leistungszahl (figure of merit)  $ZT$  von unterschiedlichen thermoelektrischen Materialien in Abhängigkeit von der Temperatur [96]

Anwendungen sind zum Beispiel die Versorgung von Wetterstationen, Kommunikationsstationen und der kathodische Korrosionsschutz von Gas- und Erdöl-Pipelines [78].

Mit dem Einsatz von mikro- und nanotechnologischen Produktionsverfahren konnte die thermische Gitterleitfähigkeit der thermoelektrischen Materialien in den letzten Jahren verringert und damit die 'figure of merit' deutlich erhöht werden [26, 34, 72, 96]. Die dimensionslose 'figure of merit' der drei bereits erwähnten klassischen thermoelektrischen Materialien und neueren Entwicklungen ist in Abb. 3.9 dargestellt. Mit steigendem Wirkungsgrad könnten Thermogeneratoren in Zukunft ein weitaus breiteres Anwendungsspektrum finden als bisher. Ab einem Wert von  $ZT = 1.5$  wird damit gerechnet, dass eine breite wirtschaftliche Nutzung rentabel wird, ab  $ZT = 2$  rechnen Experten mit einer Verzehnfachung des derzeitigen Marktvolumens [33].



---

## 4 Voruntersuchung von Rillenstrukturen

Das wichtigste Element in dem Wärmeübertragungssystem ist die Kapillarstruktur. Sie ist für die Zirkulation des Fluids im System und die Verteilung des Fluids im Verdampfer verantwortlich. Die Vorgehensweise bei der Auswahl geeigneter Kapillarstrukturen für die beiden Wärmeübertragungssysteme (mit Rillenstruktur und mit poröser Struktur) ist unterschiedlich. Für das Konzept mit Rillenstruktur wird zunächst die Wärmeübertragungsleistung bei der Verdampfung von Methanol aus verschiedenen Rillenstrukturen untersucht und verglichen. Mit der am besten geeigneten Rillenstruktur wird dann das eigentliche Wärmeübertragungssystem zur Versorgung des Mikroenergiewandlers aufgebaut. Der Versuchsaufbau und die Ergebnisse dazu werden im vorliegenden Kapitel vorgestellt.

Für das Konzept mit poröser Struktur wird keine separate Untersuchung von Kapillarstrukturen durchgeführt. Da der Verdampfer mit poröser Struktur mit deutlich weniger Fertigungsaufwand herzustellen ist als der Verdampfer mit Rillenstruktur, werden stattdessen mehrere Verdampfer mit unterschiedlichen porösen Strukturen gefertigt, die integriert im Wärmeübertragungssystem untersucht werden.

In dem Mikroenergiewandler wird keine herkömmliche Pumpe zum Transport des Brennstoffes eingesetzt. Für den Transport des flüssigen Brennstoffes werden Kapillarkräfte genutzt. Für den Transport des dampfförmigen Brennstoffes vom Wärmeübertragungssystem in die Brennkammer kann der Überdruck, der im Verdampfer beim Phasenwechsel aufgebaut wird, genutzt werden. Da die Abgase hinter der Brennkammer in die Umgebung abgegeben werden, muss der Verdampferdruck oberhalb des Umgebungsdrucks liegen, um den Transport des Dampfes zu ermöglichen. Daher wird der Einfluss des Drucks auf die Wärmeübertragungsleistung der Kapillarstrukturen im Rahmen dieser Voruntersuchung bestimmt.

Der Mikroenergiewandler soll mit flüssigem Brennstoff aus einem Tank versorgt werden. Aufgrund des Brennstoffverbrauchs sinkt im Tank der Flüssigkeitsspiegel mit der Zeit ab. Der Einfluss der Höhe des Flüssigkeitsspiegels auf die Wärmeübertragungsleistung wird daher ebenfalls untersucht.

---

### 4.1 Versuchsaufbau

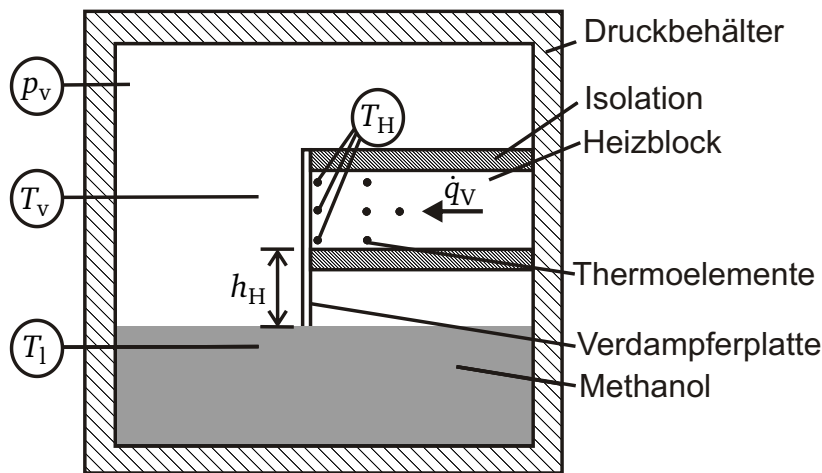
---

In einem geschlossenem Druckbehälter werden Versuche mit verschiedenen Rillenstrukturen durchgeführt. Innerhalb des Druckbehälters (siehe Abb. 4.1) befindet sich ein isolierter Heizblock<sup>1</sup>, der elektrisch beheizt wird. Die Verdampferplatte, auf deren Oberfläche sich die

---

<sup>1</sup> Details im Anhang





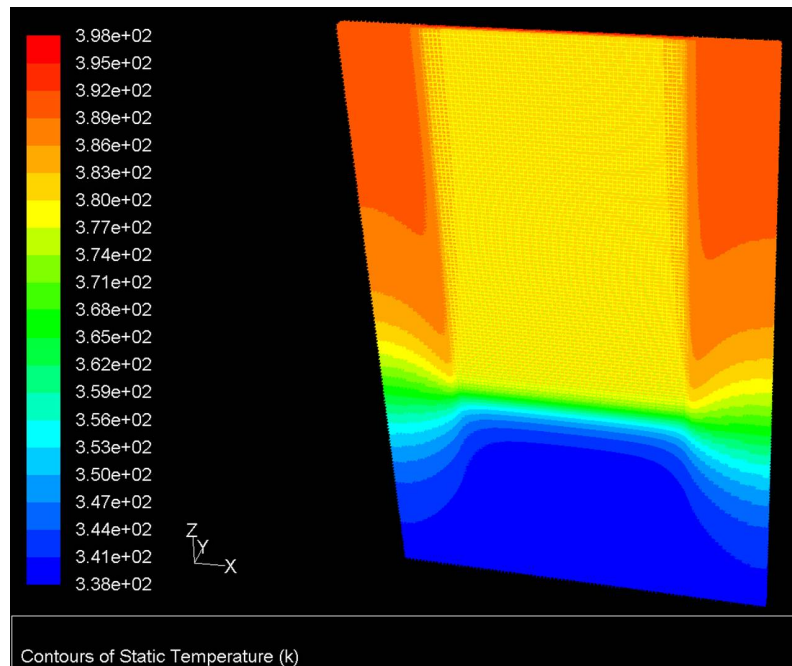
**Abb. 4.1:** Druckbehälter mit den wichtigsten Messgrößen

Rillenstruktur befindet, ist an der rechteckigen Frontfläche des Heizblocks angebracht. Eine Wärmeleitpaste mit einer Wärmeleitfähigkeit von  $80 \text{ W/(m K)}$  sorgt für eine gute Wärmeübertragung zwischen Heizblock und Verdampferplatte. Die Verdampferplatte ist mit der Unterkante in flüssiges Methanol eingetaucht. Der Flüssigkeitsstand im Behälter kann variiert werden, was sich auf die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte  $h_H$  (siehe Abb. 4.1) gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche auswirkt. Je nach Versuchsanordnung beträgt  $h_H$  10, 14 oder 16 mm.

Das Methanol im Druckbehälter befindet sich im Sättigungszustand. Der Druck wird in der Dampfphase mit einem Absolutdrucksensor<sup>1</sup> gemessen. Versuche werden bei 1 bar und 1.5 bar gefahren. Die zugeführte Wärmestromdichte wird über Temperaturdifferenzen innerhalb des Heizblocks berechnet<sup>1</sup>. Zur Messung der Temperaturen im Heizblock, in der Flüssigkeit und im Dampfraum werden Thermoelemente<sup>1</sup> eingesetzt. Die Wandüberhitzung ist definiert als die Differenz zwischen der mittleren Temperatur von drei Thermoelementen, die im Heizblock 1 mm unterhalb der Verdampferplatte eingelötet sind ( $T_H$ ) und der Sättigungstemperatur des Dampfes ( $T_{\text{sat}}$ ), welche über den Druck  $p_v$  berechnet wird (Details zur Berechnung von  $T_{\text{sat}}$  im Anhang). Die Temperatur  $T_H$  wird auch als Wandtemperatur für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten nach Gl. 3.7 eingesetzt. Weitere Details über den Versuchsstand können [112] entnommen werden.

In der Auslegungsphase wird die Geometrie der Verdampferplatten unter Zuhilfenahme des CFD Programms *Fluent* von ANSYS optimiert. Ziel ist es die Platte so zu konstruieren, dass die Wärmeverluste durch Konvektion und Leitung möglichst klein sind. Die der Verdampferplatte zugeführte Wärme soll in erster Linie durch Verdampfung der durch Kapillarkräfte transportierten Flüssigkeit abgeführt werden. Die Temperaturverteilung auf der Oberfläche einer Verdampferplatte aus Edelstahl als Ergebnis einer Simulation ist in Abb. 4.2 dargestellt. Wegen der geringen Dicke und der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Platte ist der Wärmeleitwiderstand in Längsrich-

<sup>1</sup> Details im Anhang

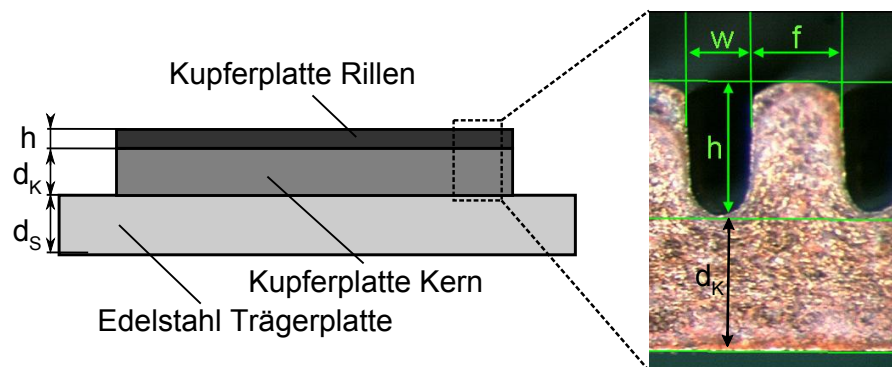


**Abb. 4.2:** Temperaturverteilung auf der Oberfläche einer Verdampferplatte. Ergebnis einer Simulation

tung der Platte relativ groß. Die Wärmeverluste von der Unterkante der Platte in die Flüssigkeit sind daher gering.

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse von vier verschiedenen Verdampferplatten mit Rillenstruktur und zwei unstrukturierten Platten vorgestellt. Die wichtigsten Geometrieparameter der Platten sind in Abb. 4.3 zu sehen und in Tab. 4.1 aufgelistet. Alle Platten bauen auf einer 1 mm dicken Trägerplatte aus Edelstahl auf. Die Mikrorillen in Platte P60 sind durch Laserablation der Trägerplatte hergestellt. Bei den Verdampferplatten P350, P450 und P750 ist die Rillenstruktur in eine Kupferplatte eingewalzt, diese Kupferplatte ist auf die Edelstahlträgerplatte aufgelötet. In Abb. 4.4 ist beispielhaft ein Foto der Verdampferplatte P350 abgebildet. Der mikrostrukturierte Bereich der Verdampferplatten hat eine Fläche von 37.5 mm x 15 mm. Nur der obere Bereich der parallelen Mikrorillen mit einer Fläche von 20 mm x 15 mm ist beheizt. Die Rillenweite  $w$  entspricht laut [100] auch dem minimalen effektiven Krümmungsradius  $r_{\text{eff,min}}$  von Rillenstrukturen.

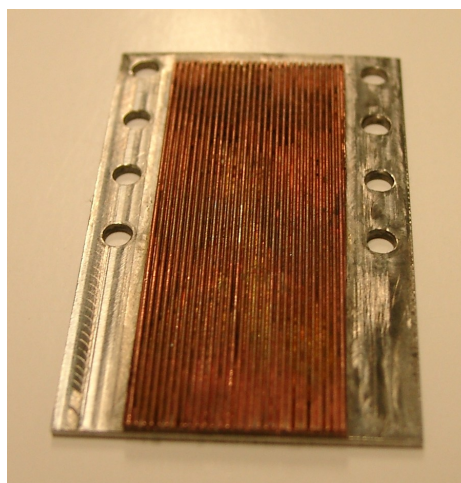
Bei den unstrukturierten Platten handelt es sich um eine Edelstahlträgerplatte, die nicht weiter bearbeitet wird (Stahl) und um eine kombinierte Platte, bei der eine unstrukturierte Kupferplatte auf eine Edelstahlträgerplatte aufgelötet ist (Stahl+Kupfer). Weitere Details zu den Platten können der Studienarbeit von Ingo Zorbach [112] entnommen werden.



**Abb. 4.3:** Aufbau einer Verdampferplatte (Querschnitt zeigt Verdampferplatte P350)

**Tab. 4.1:** Untersuchte Rillenstrukturen

Name	$h$ [ $\mu\text{m}$ ]	$w$ [ $\mu\text{m}$ ]	$f$ [ $\mu\text{m}$ ]	$d_S$ [ $\mu\text{m}$ ]	$d_K$ [ $\mu\text{m}$ ]
P60	60	60	40	940	-
P350	350	200	300	1000	600
P450	450	200	300	1000	350
P750	750	200	300	1000	150
Stahl	-	-	-	1000	-
Stahl+Kupfer	-	-	-	1000	1000



**Abb. 4.4:** Verdampferplatte P350

---

## 4.2 Ergebnisse

---

### 4.2.1 Wärmeübertragungsleistung

---

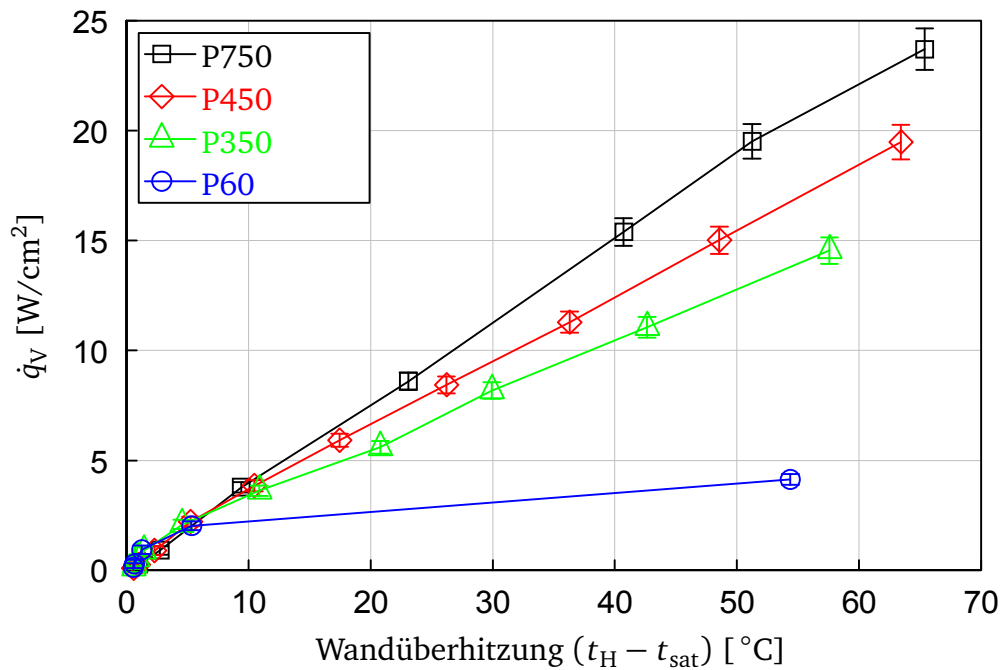
Die Wärmestromdichten und die Wärmedurchgangskoeffizienten von vier unterschiedlichen Verdampferplatten sind in den Abbildungen 4.5 und 4.6 dargestellt. Bei niedrigen Wärmestromdichten bis ca.  $2 \text{ W/cm}^2$  steigen die Wärmedurchgangskoeffizienten der Platten mit Verringerung der Kanalgröße an (Abb. 4.6), was zu einer geringfügig kleineren Wandüberhitzung führt (Abb. 4.5). Viele kleine Kanäle bieten bei geringen Wärmestromdichten eine höhere Wärmeübertragungsleistung als wenige große Kanäle. Dies kann auf den Einfluss der Mikrozone bei der Verdampfung zurückgeführt werden, denn mit der Anzahl der Kanäle nimmt die Fläche, in der sich die Mikrozone ausbildet, zu. Oberhalb von  $2 \text{ W/cm}^2$  dreht sich das Verhältnis jedoch um. Die Platten mit den kleineren Strukturen trocknen bei geringeren Wärmestromdichten aus als die Platten mit den größeren Strukturen. Wegen des höheren Druckverlustes, dem die Flüssigkeitsströmung in den kleineren Kanälen ausgesetzt ist, wird der Flüssigkeitstransport stärker gehemmt. Mit Verdampferplatte P750, die die größten Kanalstrukturen aufweist, werden oberhalb einer Wärmestromdichte von  $3 \text{ W/cm}^2$  die höchsten Wärmedurchgangskoeffizient gemessen. Die höchste Wärmestromdichte von  $24 \text{ W/cm}^2$  wird bei einer Wandüberhitzung von  $65^\circ\text{C}$  gemessen, dabei sind noch etwa 10 mm der beheizten Rillenlänge (20 mm) mit Flüssigkeit benetzt.

Die mittleren Fehler (Standardabweichungen<sup>1</sup>)  $s_{\dot{q}_V}$  und  $s_{k_V}$  der Messgrößen sind in Abb. 4.5 und Abb. 4.7 durch Fehlerbalken dargestellt. Der mittlere Fehler der Wärmestromdichte  $s_{\dot{q}_V}$  ist über den gesamten Bereich relativ gering. Der Fehler des Wärmedurchgangskoeffizienten  $s_{k_V}$  muss jedoch insbesondere bei niedriger Wandüberhitzung berücksichtigt werden.  $s_{k_V}$  wird durch den Messfehler von Heizblock- und Dampftemperatur  $s_t$ <sup>1</sup> dominiert. Der mittlere Fehler der Wandüberhitzung  $(t_H - t_{\text{sat}})$  ist unabhängig von der zugeführten Wärmestromdichte und beträgt für alle Messungen  $\pm 0.3^\circ\text{C}$ .

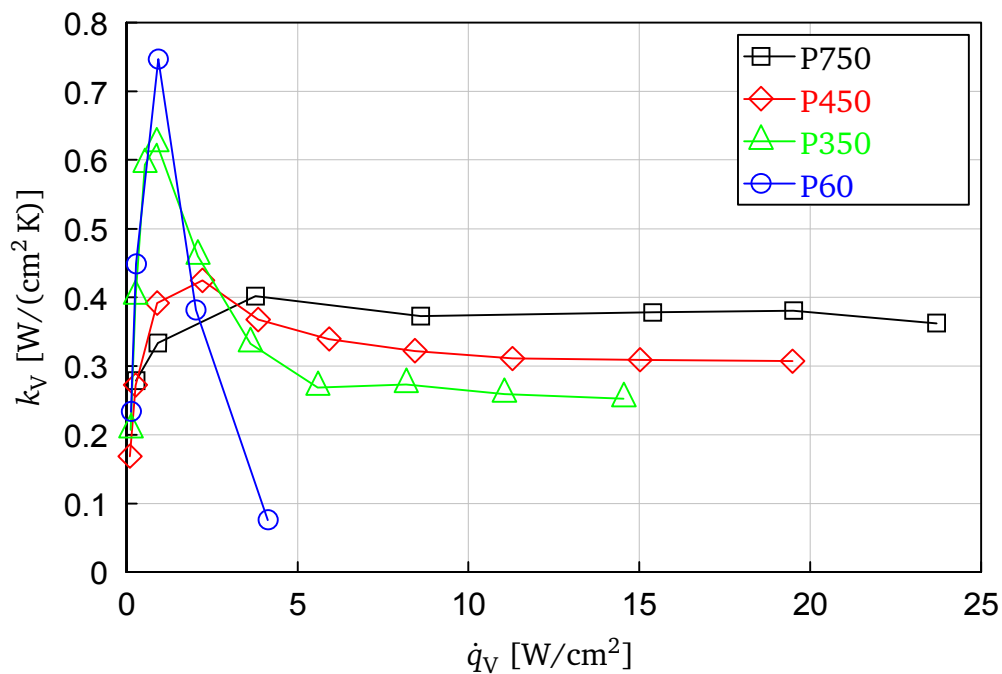
Oberhalb einer Wandüberhitzung von  $35^\circ\text{C}$  wird Blasensieden in den Rillen der Verdampferplatten P450 und P750 beobachtet (siehe Abb. 4.8). Ab einer Wandüberhitzung von  $45^\circ\text{C}$  werden sogar Flüssigkeitströpfchen durch die schnell anwachsenden Blasen aus den Rillen herausgeschleudert. Blasensieden tritt also bei hoher Wandüberhitzung innerhalb der tiefen Rillenstrukturen auf. Mit dem Einsetzen des Blasensiedens ändert sich der Wärmedurchgangskoeffizient (Abb. 4.6) jedoch nur unwesentlich, was darauf zurückgeführt wird, dass es nur lokal begrenzt auftritt. Es wird daher davon ausgegangen, dass das Blasensieden keinen nennenswerten Einfluss auf die Wärmeübertragungsleistung hat.

---

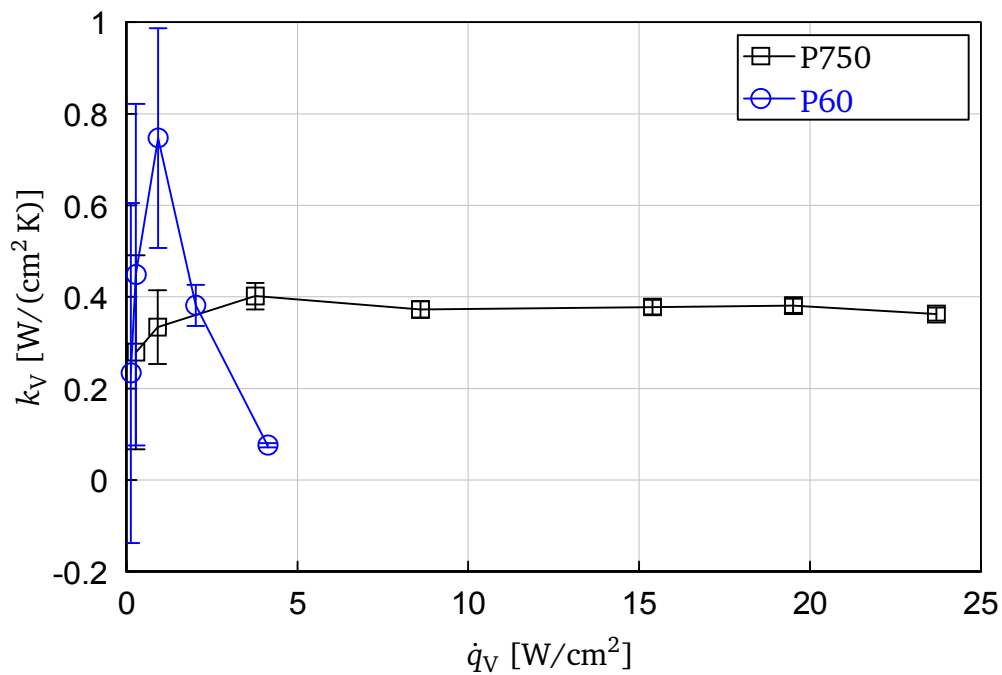
<sup>1</sup> Details im Anhang



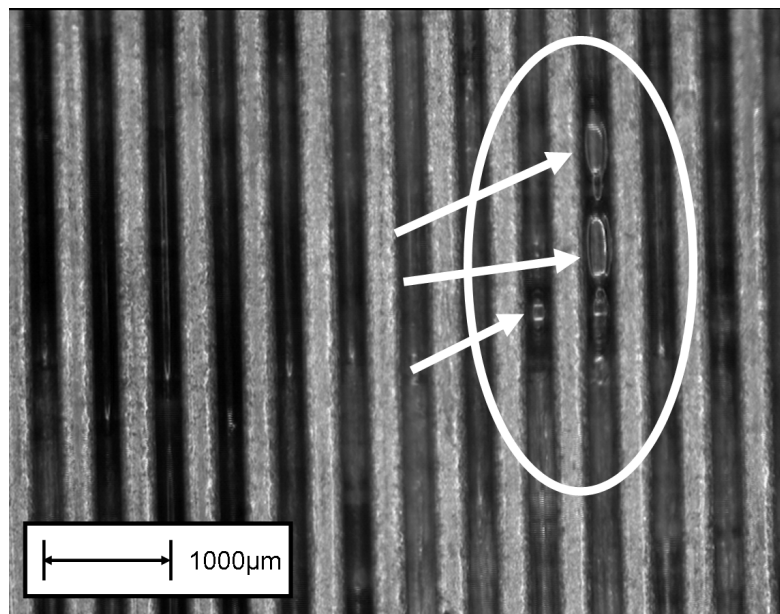
**Abb. 4.5:** Wärmestromdichte über Wandüberhitzung für vier verschiedene Verdampferplatten. Die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche beträgt  $h_H = 10$  mm



**Abb. 4.6:** Wärmedurchgangskoeffizient über Wärmestromdichte für vier verschiedene Verdampferplatten. Die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche beträgt  $h_H = 10$  mm



**Abb. 4.7:** Mittlerer Fehler des Wärmedurchgangskoeffizienten für Verdampferplatten P750 und P60. Die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche beträgt  $h_H = 10$  mm



**Abb. 4.8:** Blasensieden in den Rillen von Verdampferplatte P450

---

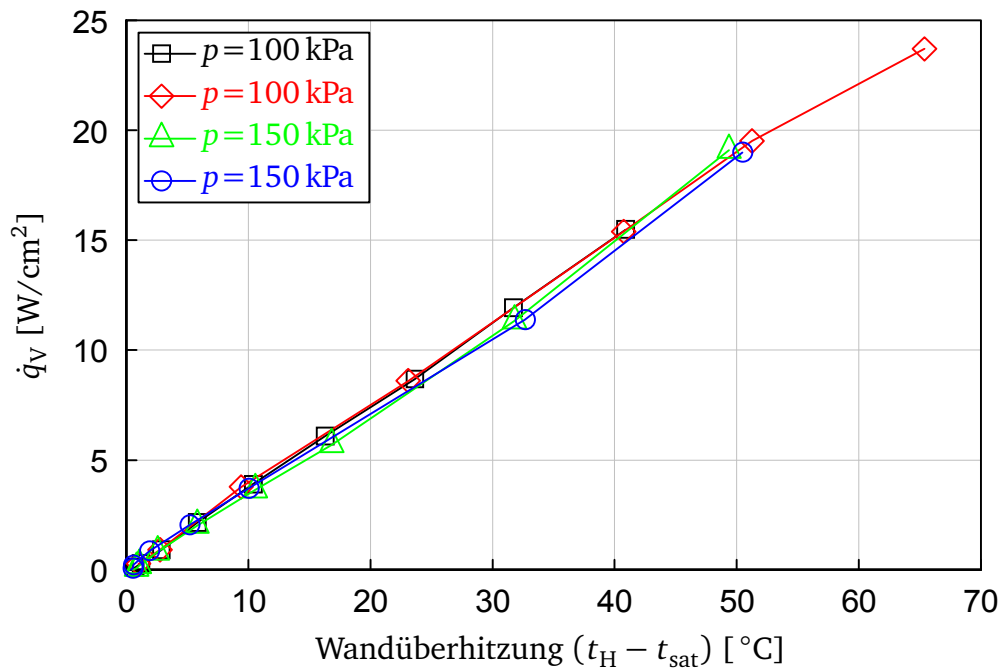
#### 4.2.2 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss des Drucks

---

In Abb. 4.9 sind die Messwerte von vier Versuchen mit Platte P750 für zwei verschiedene Drücke (100 kPa und 150 kPa) dargestellt. Es kann keine Abhängigkeit der Wandüberhitzung vom Druck festgestellt werden. Die Ergebnisse zeigen eine gute Reproduzierbarkeit der Versuche.

Die Unabhängigkeit der Wandüberhitzung vom Druck kann folgendermaßen erklärt werden. Der Flüssigkeitsmeniskus in den Rillen ist gekrümmt. Der Druck innerhalb der flüssigen Phase ist daher geringer als in der Dampfphase. Zur Überwindung dieser Druckdifferenz muss die Flüssigkeit an der Phasengrenze beim Verdampfen überhitzt werden. Da die Steigung des Sättigungsdampfdrucks über der Temperatur mit steigendem Druck zunimmt (vgl. Abb. 3.4), ist bei hohem Druck eine geringere Überhitzung notwendig als bei niedrigem Druck. Die maximale Kapillardruckdifferenz zwischen Flüssigkeit und Dampf beträgt bei der Rillenstruktur mit einer Rillenweite von 200  $\mu\text{m}$  im Sättigungszustand 155 Pa (nach Gl. 3.4 mit den Annahmen:  $p_{\text{sat}} = 100 \text{ kPa}$ ,  $\vartheta = 35^\circ$ ). Die zur Überwindung dieser Druckdifferenz erforderliche Überhitzung der Flüssigkeit beträgt 0.039  $^\circ\text{C}$  bei 100 kPa und sinkt auf 0.028  $^\circ\text{C}$  bei 150 kPa. Zusätzlich muss jedoch auch die Änderung der Oberflächenspannung berücksichtigt werden. Die Oberflächenspannung des flüssigen Methanols im Sättigungszustand ist bei 150 kPa etwa 5 % geringer als bei 100 kPa. Wegen der geringeren Oberflächenspannung sinkt der maximale Kapillardruck und somit verschlechtert sich die Flüssigkeitsversorgung der Kapillarstruktur. Beide Einflüsse, die Verringerung der zur Verdampfung notwendigen Überhitzung und die Verringerung der Oberflächenspannung, wirken sich auf die Wärmeübertragungsleistung gegensätzlich aus. Im hier betrachteten Druckbereich sind die Effekte aber nur sehr gering, weshalb der Einfluss des Drucks bei der Auslegung des Verdampfers vernachlässigt werden kann.



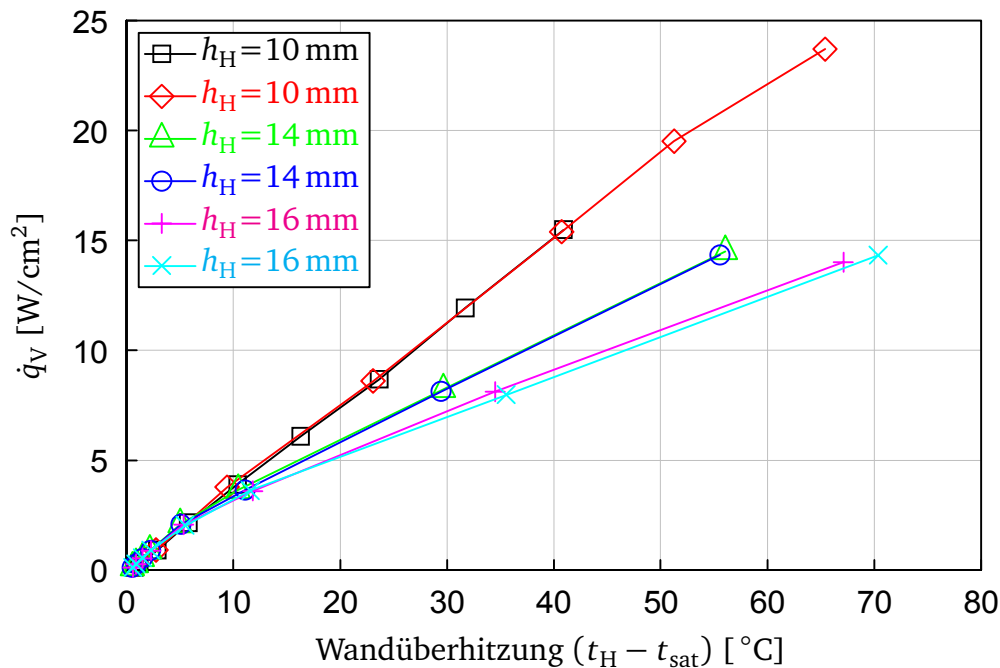


**Abb. 4.9:** Wärmestromdichte über Wandüberhitzung in Abhängigkeit vom Druck. Verdampferplatte P750. Die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche beträgt  $h_H = 10$  mm

#### 4.2.3 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss des Flüssigkeitsstands

Der Flüssigkeitsstand im Druckbehälter kann variiert werden, was sich auf die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte  $h_H$  (siehe Abb. 4.1) gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche auswirkt. Die gemessenen Wärmestromdichten für drei Höhen (10, 14 und 16 mm) sind in Abb. 4.10 über der Wandüberhitzung aufgetragen. Bis zu einer Wärmestromdichte von  $2 \text{ W/cm}^2$  kann keine Abhängigkeit der Wandüberhitzung von der Höhe des beheizten Bereichs festgestellt werden. Bis zu dieser Wärmestromdichte sind die Kanäle über die gesamte Länge mit Flüssigkeit benetzt. Bei höheren Wärmestromdichten verlaufen die Kurven mit zunehmender Höhe immer flacher. Dies ist auf ein partielles Austrocknen der Rillen zurückzuführen, das mit zunehmender Höhe und somit auch zunehmendem Druckverlust der Flüssigkeitsströmung einen größer werdenden Bereich der Rillenstruktur betrifft.

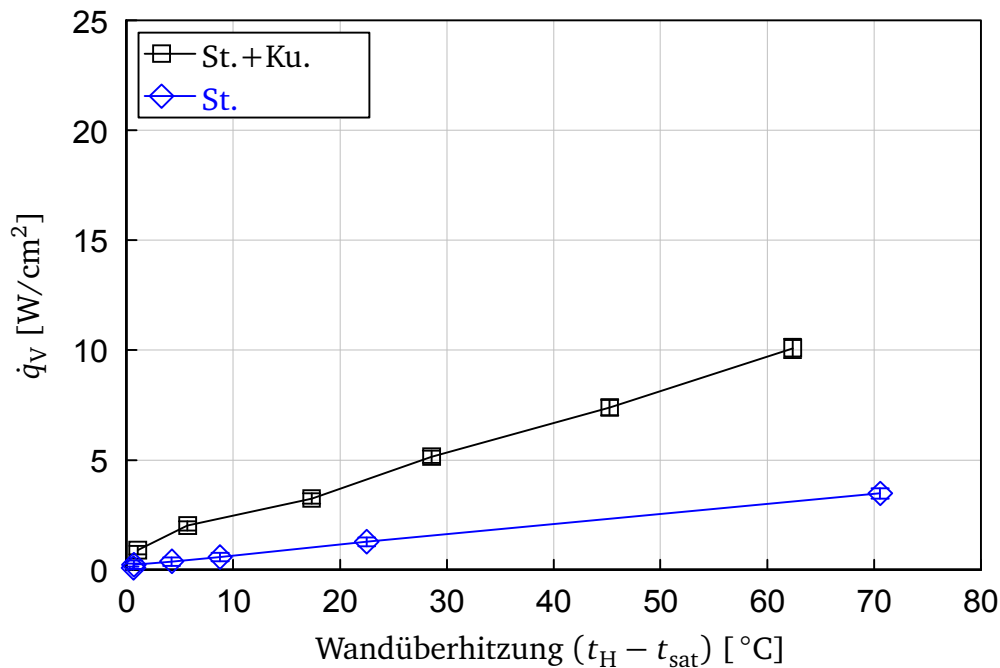




**Abb. 4.10:** Wärmestromdichte über Wandüberhitzung in Abhängigkeit von der Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche. Verdampferplatte P750

#### 4.2.4 Berücksichtigung von Wärmeverlusten

Versuche mit unstrukturierten Platten werden durchgeführt, um die Wärmeverlustströme der Verdampferplatten zu quantifizieren. Als Wärmeverluststrom ist der Anteil des zugeführten Wärmestroms definiert, der nicht in die Verdampfung der kapillar gepumpten Flüssigkeit geht. Da die unstrukturierten Platten keine Kapillarstruktur aufweisen, wird an ihrer Oberfläche keine Flüssigkeit in die beheizte Zone der Verdampferplatte transportiert und verdampft. Der zugeführte Wärmestrom verlässt die Platte somit vollständig als Verlustwärmestrom und das im Wesentlichen durch Konvektion und Leitung an Dampf und Flüssigkeit. In Abb. 4.11 ist die Wärmestromdichte über der Wandüberhitzung für die Edelstahlträgerplatte (St.) und die Edelstahlträgerplatte mit einer aufgelöteten unstrukturierten Kupferplatte (St.+Ku.) aufgetragen. Bei der Edelstahlplatte steigt die Wandüberhitzung mit der Wärmestromdichte deutlich stärker an als bei der kombinierten Platte. Durch die aufgelötete Kupferplatte nehmen die Wärmeverlustströme also deutlich zu. Da die Oberfläche der Platte durch die zusätzliche Kupferplatte nur geringfügig zunimmt, wird als Hauptursache für die höheren Wärmeverlustströme bei gleicher Wandüberhitzung die Verringerung des Wärmewiderstandes längs der Platte in die Flüssigkeit vermutet. Mit der Kupferplatte spielt der Wärmetransport durch Leitung von der beheizten Fläche der Verdampferplatte in die Flüssigkeit eine deutlich größere Rolle als ohne Kupferplatte.

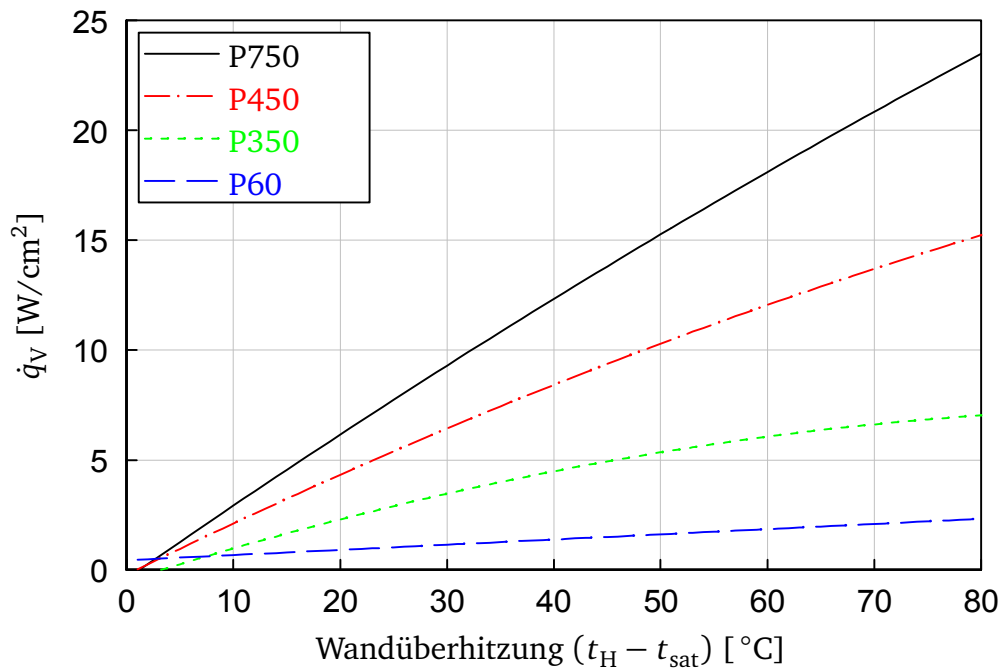


**Abb. 4.11:** Wärmestromdichte über Wandüberhitzung für die unstrukturierten Platten. Die Höhe des beheizten Bereichs der Verdampferplatte gegenüber der Flüssigkeitsoberfläche beträgt  $h_H = 10$  mm

Es wird eine Korrektur der Messergebnisse durchgeführt, um die Wärmeverlustströme der Verdampferplatten zu berücksichtigen. Die Versuchsergebnisse der unstrukturierten Platten dienen dabei als Referenz für die Ermittlung der Wärmeverlustströme. In Abhängigkeit von der Dicke wird jeder Verdampferplatte ein Verlustwärmestrom zugeordnet. Nach der Korrektur werden die Ergebnisse mit Polynomen zweiten Grades approximiert. Der beschriebene Korrekturvorgang wird in [112] genauer erläutert. In Abb. 4.12 sind die korrigierten Polynome für die vier verschiedenen Verdampferplatten abgebildet.

#### 4.2.5 Auswahl einer Struktur und Dimensionierung der wärmeübertragenden Fläche

Auch nach der Korrektur erreicht die Verdampferplatte P750 die höchste Wärmestromdichte (siehe Abb. 4.12), sie wird deshalb für die Fertigung des Wärmeübertragersystems mit Rillen ausgewählt. Anhand der Messdaten wird die für die Wärmeabfuhr vom Thermogenerator benötigte Fläche festgelegt. Entsprechend Abb. 4.12 wird mit der leistungsfähigsten Kapillarstruktur eine Wärmestromdichte von  $23 \text{ W/cm}^2$  bei einer Wandüberhitzung von  $80^\circ\text{C}$  erreicht. Mit der Annahme, dass die gesamte thermische Leistung des Mikroenergiewandlers ( $50 \text{ W}$ ) durch das Wärmeübertragersystem abgeführt wird, muss eine wärmeübertragende Fläche von ca.  $2 \text{ cm}^2$  für den Verdampfer vorgesehen werden. Dieser Wert wird mit einem Sicherheitsfaktor von 1.5 multipliziert, was eine Fläche von  $3 \text{ cm}^2$  ergibt. Der Verdampfer des Wärmeübertragersystems wird also eine wärmeübertragende Fläche von  $3 \text{ cm}^2$  haben und muss dementsprechend eine Wärme-



**Abb. 4.12:** Polynomial-Funktionen für die Verdampferplatten nach der Korrektur auf Basis der in Abb. 4.5 dargestellten Messwerte

stromdichte von bis zu  $15 \text{ W/cm}^2$  abführen können. Dies wird für beide Wärmeübertragersysteme (mit Rillenstruktur und mit poröser Struktur) festgelegt.

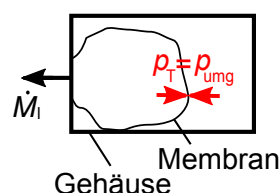
# 5 Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur

In der Voruntersuchungsphase von Rillenstrukturen (Kapitel 4) konnte mit der Verdampferplatte P750 die höchste Wärmestromdichte erreicht werden. Sie wird daher als Kapillarstruktur für das Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur ausgewählt. Im vorliegenden Kapitel wird der Aufbau des Wärmeübertragungssystems mit der Rillenstruktur P750 beschrieben und die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des Systems vorgestellt.

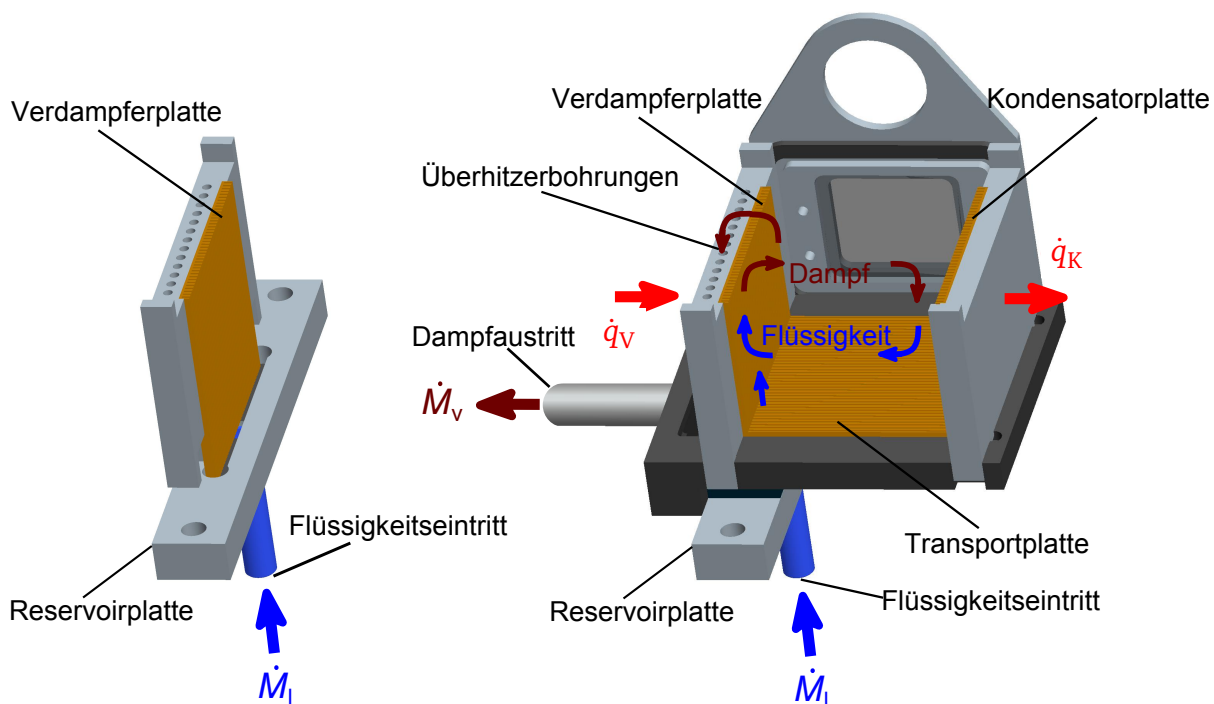
## 5.1 Versuchsaufbau

Die Aufgaben des Wärmeübertragungssystems sind, dampfförmigen Brennstoff zur Versorgung der Brennkammer zu produzieren und Wärme vom Thermogenerator abzuführen. Wie im Kapitel 2.2 bereits erläutert, stellt die Versorgung der Brennkammer das Wärmeübertragungssystem vor spezielle Herausforderungen, die an geschlossene kapillar gepumpte Systeme nicht gestellt werden.

Geschlossene Systeme, wie zum Beispiel Heat Pipes, haben in der Regel ein konstantes Volumen. In ihnen befindet sich das Arbeitsmedium im Sättigungszustand, der Systemdruck hängt somit von der Temperatur bzw. der zugeführten Wärme ab. Um den Systemdruck im geplanten Wärmeübertragungssystem unabhängig von Temperaturen einstellen zu können, wird ein System mit einem variablen Volumen, das an einer Stelle mit der Umgebung im mechanischen Gleichgewicht steht, verwendet. Dazu wird ein Tank mit einer flexiblen Silikonmembran eingesetzt (siehe Abb. 5.1). Der Druck im Tank ( $p_T$ ) bleibt stets im Gleichgewicht mit dem Umgebungsdruck ( $p_{umg}$ ), auch wenn das Volumen durch den Brennstoffverbrauch ( $\dot{M}_1$ ) kontinuierlich abnimmt. Der für den Transport des Brennstoffdampfes in die Brennkammer benötigte Überdruck kann über den Kapillardruck der porösen Struktur und/oder einem hydrostatischen Druck aufgebaut werden.



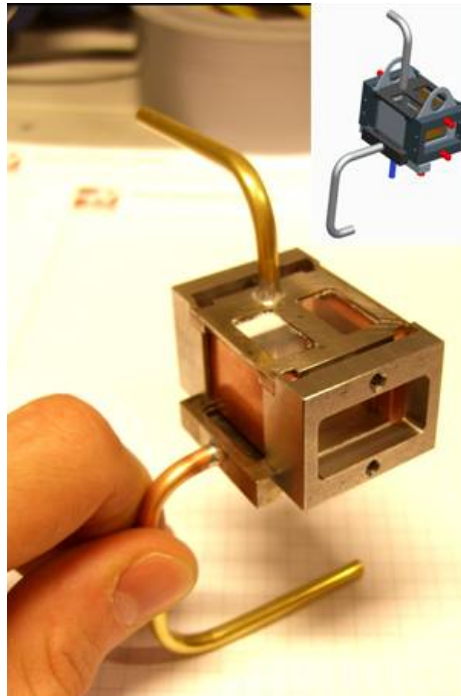
**Abb. 5.1:** Aufbau des Tanks mit flexibler Membran



**Abb. 5.2:** Die Rillenstruktur der Verdampferplatte ragt in die Reservoirplatte (links). Aufbau und Funktionsprinzip des Wärmeübertragungssystems mit Mikrorillen (rechts)

In Abb. 5.2 sind der Aufbau und die Funktionsweise des Wärmeübertragungssystems mit Rillenstruktur dargestellt. Die Verdampferplatte steht in der Reservoirplatte, die vom Tank mit flüssigem Brennstoff versorgt wird (Abb. 5.2 links). Durch Kapillarkräfte wird der Brennstoff in die Rillenstruktur gezogen. Die zugeführte Wärmestromdichte  $\dot{q}_v$  führt zur Verdampfung des Brennstoffs in den Rillen (Abb. 5.2 rechts). Ein Teil des Dampfes strömt durch die Überhitzerbohrungen und verlässt den Verdampfer als Massenstrom  $\dot{M}_v$ . Der restliche Dampf kondensiert an der Kondensatorplatte, die der Verdampferplatte gegenüberliegt. Dabei wird die Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  abgeführt. Das Kondensat wird über die Transportplatte durch Kapillarkräfte an die Verdampferplatte zurückgeführt. Die Kondensator- und die Transportplatte bestehen, wie die Verdampferplatte, aus der Rillenstruktur P750. In Abb. 5.3 sind ein Foto und eine CAD-Darstellung des Wärmeübertragungssystems mit Rillenstruktur abgebildet.

In den 13 Überhitzerbohrungen mit einem Durchmesser von 1 mm wird der aus dem System austretende Dampf leicht überhitzt ( $< 5^\circ\text{C}$ ). Dadurch soll eine Rekondensation vor dem Eintreten in die Brennkammer verhindert werden. Der Anteil des zugeführten Wärmestroms, der für die Überhitzung des Dampfes sorgt, beträgt weniger als 1 %. Dieser Teil wird bei der Berechnung der Wärmeübertragungsleistung des Systems vernachlässigt.



**Abb. 5.3:** Foto und CAD-Darstellung des Wärmeübertragersystems mit Rillenstruktur

Im Rahmen der Untersuchung werden drei unterschiedliche Reservoirplatten zur Flüssigkeitszufuhr an die Verdampferplatte eingesetzt (Abb. 5.4). In der Reservoirplatte 'Klein' ist ein 2 mm breiter Spalt, in den die 1 mm dicke Verdampferplatte entsprechend Abb. 5.2 links hineinragt. Die Reservoirplatte 'Groß' hat ein wesentlich größeres Becken mit einer Breite von 22 mm für die Flüssigkeitszufuhr an die Verdampferplatte. Die Reservoirplatte 'Rillen' hat die gleichen Abmessungen wie die Reservoirplatte 'Groß', das flüssige Methanol wird hier jedoch in 0.5 mm breiten und 1 mm tiefen Rillen bis an die Verdampferplatte transportiert.

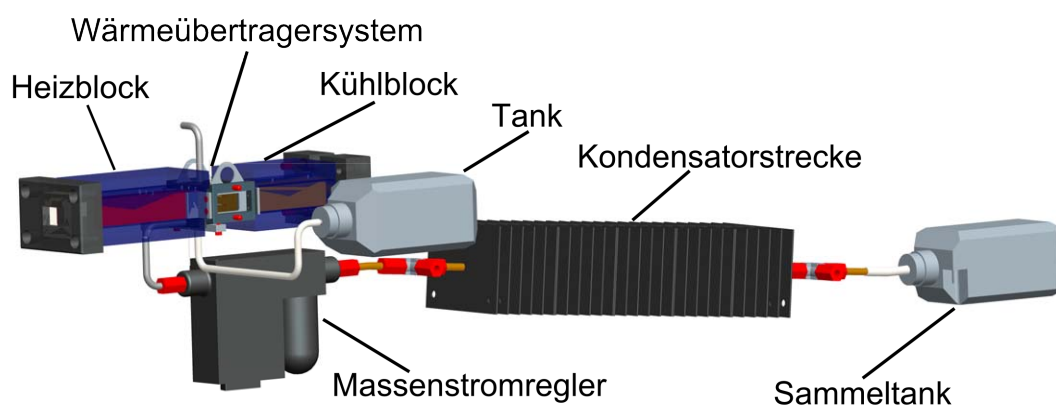
Zur Charakterisierung wird das Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur in den in Abb. 5.5 dargestellten Versuchsstand integriert. Flüssiger Brennstoff zur Versorgung der Reservoirplatte wird durch den Tank<sup>1</sup> bereitgestellt. Für die Wärmezufuhr an die Verdampferplatte wird der in der Voruntersuchungsphase der Rillenstrukturen (Kapitel 4) verwendete Heizblock eingesetzt. Zur Wärmeabfuhr an der Kondensatorplatte wird ein flüssigkeitsgekühlter Kühlblock<sup>1</sup> verwendet. Der Dampfmassenstrom  $\dot{M}_v$ , der das Wärmeübertragersystem verlässt, strömt durch den Massenstromregler<sup>1</sup>, mit dem  $\dot{M}_v$  gemessen und geregelt werden kann. In der anschließenden Kondensatorstrecke wird der Massenstrom  $\dot{M}_v$  kondensiert und das Fluid gelangt schließlich in den Sammel-tank<sup>1</sup>, in dem es im Laufe des Versuchs gespeichert wird. Die zugeführte Wärmestromdichte und die Wandüberhitzung werden analog zur Voruntersuchungsphase von Rillenstrukturen (Kapitel 4) gemessen. Die wichtigsten Messgrößen sind schematisch in Abb. 5.6 dargestellt.

<sup>1</sup> Details im Anhang

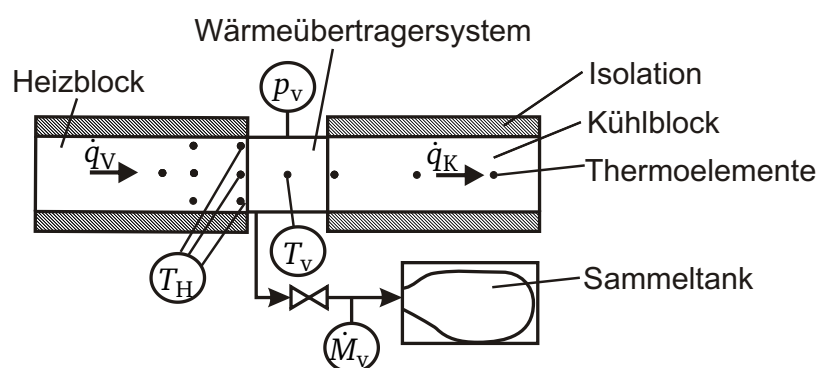
Weitere Details zur Auslegung, Konstruktion und Fertigung des Wärmeübertragersystems mit Rillenstruktur und des Versuchsstands sind in der Studienarbeit von Alexander Krichbaum [53] zu finden.



**Abb. 5.4:** Reservoirplatten, die im Wärmeübertragersystem mit Mikrorillen verwendet werden. Reservoirplatte 'Klein' (links), Reservoirplatte 'Groß' (Mitte) und Reservoirplatte 'Rillen' (rechts)



**Abb. 5.5:** Versuchsstand des Wärmeübertragersystems mit Rillenstrukturen



**Abb. 5.6:** Schema des Versuchsaufbaus mit den wichtigsten Messgrößen

---

## 5.2 Ergebnisse

---

Die wichtigsten Parameter für die Integration des Wärmeübertragersystems mit Rillenstruktur in den Mikroenergiewandler werden untersucht und das System optimiert. Die Wärmeübertragungsleistung und die Dampfproduktion zur Versorgung der Brennkammer stehen dabei im Vordergrund.

---

### 5.2.1 Wärmeübertragungsleistung

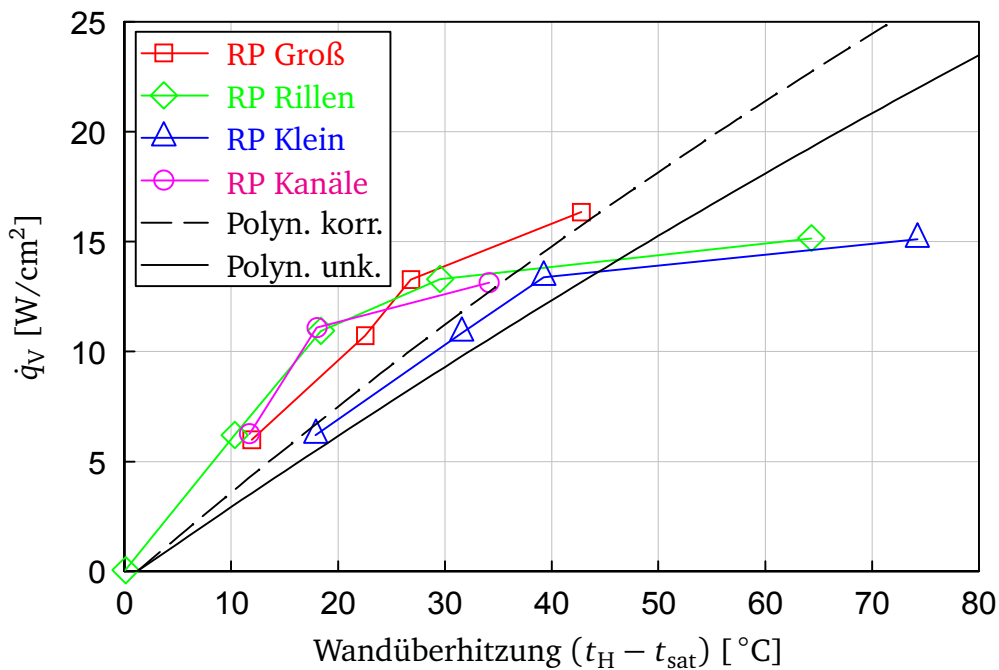
---

Die Wärmeübertragungsleistung des Verdampfers wird zunächst mit den Ergebnissen aus der Voruntersuchung von Rillenstrukturen (Kapitel 4) verglichen. Dazu muss jedoch beachtet werden, dass die Wärmewiderstände zwischen den Temperaturmesspunkten  $T_H$  und  $T_{\text{sat}}$  in beiden Versuchsaufbauten unterschiedlich sind. In dem Versuchsaufbau zur Voruntersuchung von Rillenstrukturen ist die Rillenstruktur auf eine 1 mm dicke Edelstahlplatte mit einer relativ geringen Wärmeleitfähigkeit von ca. 15 W/(m K) aufgelötet. Innerhalb des Wärmeübertragersystems ist die Rillenstruktur dagegen auf einen 4 mm dicken Kupferträger mit einer hohen Wärmeleitfähigkeit von ca. 385 W/(m K) aufgelötet. Der Wärmewiderstand der Verdampferplatte in der Voruntersuchungsphase ist daher 0.19 K/W größer als bei dem Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur. Diese Differenz wird durch eine Korrektur des Polynoms nach Gl. 3.6 berücksichtigt. In Abb. 5.7 sind die Messergebnisse des Verdampfers mit Rillenstrukturen im Vergleich zu unkorrigiertem und korrigiertem Polynom abgebildet.

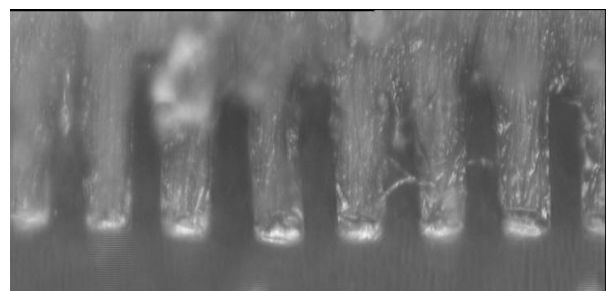
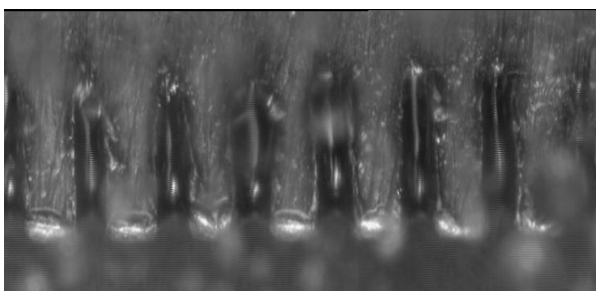
In der ersten Versuchsreihe wird der Verdampfer mit der Reservoirplatte 'Klein' betrieben. Unterhalb einer Wärmestromdichte von 15 W/cm<sup>2</sup> zeigt sich eine relativ gute Korrelation zwischen den Messergebnissen und dem korrigierten Polynom (Abb. 5.7). Bei höheren Wärmestromdichten ist die Wandüberhitzung jedoch deutlich höher als das Polynom vorgibt. In Abb. 5.8 sind Fotos der Verdampferplatte bei zwei verschiedenen Wärmestromdichten zu sehen. Bei geringer Wärmestromdichte (links) sind die Rillen mit flüssigem Methanol gefüllt. Bei mittlerer Wärmestromdichte (rechts) ist die Verdampferplatte im oberen Bereich bereits austrocknet. In den Vorversuchen, aus denen das Polynom abgeleitet wurde, konnten dagegen wesentlich höhere Wärmestromdichten erreicht werden, bevor die Platte austrocknete. In dem Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur ist zu beobachten, dass das Austrocknen einsetzt, wenn Blasen in der Reservoirplatte entstehen. Diese Blasen blockieren den Flüssigkeitstransport zwischen Reservoirplatte und Rillenstruktur und verursachen somit ein Austrocknen der Verdampferplatte (siehe Abb. 5.9). Die Blasen entstehen bevorzugt an der Unterkante der beheizten Verdampferplatte.

Um die Flüssigkeitszufuhr an die Verdampferplatte zu optimieren, werden unterschiedliche Reservoirplatten getestet. Mit den Reservoirplatten soll der Einfluss der Blasen auf die Flüs-

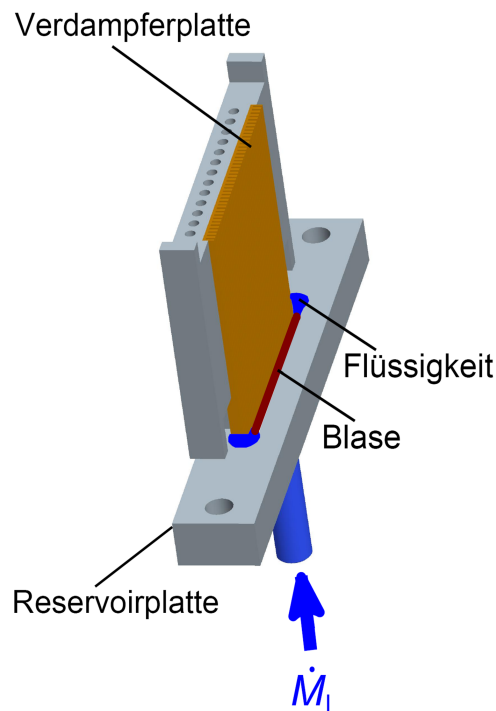




**Abb. 5.7:** Wärmestromdichte über Wandüberhitzung, Ergebnisse des Wärmeübertragersystems mit Rillenstruktur mit unterschiedlichen Reservoirplatten im Vergleich zu unkorrigiertem und korrigiertem Polynom aus den Vorversuchen



**Abb. 5.8:** Verdampferplatte des Wärmeübertragersystems mit Rillenstruktur bei unterschiedlichen Wärmestromdichten. Verwendete Reservoirplatte: 'Groß' (links:  $\dot{q}_V = 6.1$  W/cm<sup>2</sup>, rechts:  $\dot{q}_V = 13.35$  W/cm<sup>2</sup>)



**Abb. 5.9:** Blasenbildung in der Reservoirplatte blockiert die Flüssigkeitszufuhr

sigkeitszufuhr minimiert werden. Die Reservoirplatte 'Groß' hat einen wesentlich größeren Strömungsquerschnitt als die Reservoirplatte 'Klein', was den Einfluss der Blasen auf die Flüssigkeitsströmung verringern soll. In der Reservoirplatte 'Rillen' wird die Flüssigkeit durch 0.5 mm breite Rillen direkt bis an die Verdampferplatte geführt. Dadurch soll das Volumen, in dem sich die Blasen ausbreiten können, eingeschränkt werden. Die Reservoirplatte 'Kanäle' soll die gleiche Funktion erfüllen wie die Reservoirplatte 'Rillen'. Beide Platten unterscheiden sich nur darin, dass die Rillenstruktur bei der Reservoirplatte 'Kanäle' zusätzlich mit einer Dichtung abgedeckt ist.

Die Messergebnisse bestätigen, dass durch eine Optimierung der Flüssigkeitszufuhr die Wandüberhitzung und die maximal übertragbare Wärmestromdichte erhöht werden kann (Abb. 5.7). Die besten Ergebnisse werden mit der Reservoirplatte 'Groß' erzielt. Gegenüber der ursprünglich eingesetzten Reservoirplatte 'Klein' ist die Wandüberhitzung im Bereich unter  $15 \text{ W/cm}^2$  um bis zu  $13^\circ\text{C}$  niedriger, die maximal erreichbare Wärmestromdichte ist  $1.5 \text{ W/cm}^2$  höher und beträgt  $16.5 \text{ W/cm}^2$ . Somit übertrifft das Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur die für die Wärmeabfuhr von der Brennkammer geforderte Wärmestromdichte von  $15 \text{ W/cm}^2$ .

Um die Flüssigkeitszufuhr weiter zu verbessern, sollte die Neigung zur Blasenbildung verringert werden. Dies kann durch einen höheren Wärmewiderstand zwischen beheizter Fläche und der Unterkante der Verdampferplatte erreicht werden. Durch folgende Maßnahmen kann der Wärmewiderstand erhöht werden: Vergrößern des Abstands zwischen beheiztem Bereich und Flüssigkeitsoberfläche, Verkleinerung des Querschnitts der Rillenstruktur und Verringerung der

---

Wärmeleitfähigkeit der Rillenstruktur. Ein größerer Abstand zwischen beheizter Fläche und Flüssigkeitsoberfläche erhöht jedoch den Druckverlust der Kapillarströmung. Die anderen beiden Möglichkeiten erfordern eine andere Rillenstruktur, die jedoch im Rahmen des Projektes nicht zur Verfügung steht. Aus diesen Gründen wird das Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur nicht weiter optimiert.

Bei Wärmestromdichten unterhalb von  $15 \text{ W/cm}^2$  hat das aus den Vorversuchen gewonnene korrigierte Polynom einen flacheren Verlauf als die Messwerte mit den optimierten Reservoirplatten ('Groß', 'Rillen', 'Klein'). Dies entspricht den Erwartungen, da die in den Vorversuchen ermittelten Wärmeverluste im Polynom Berücksichtigung finden, während die Messergebnisse nicht betreffend der Wärmeverluste korrigiert wurden.

---

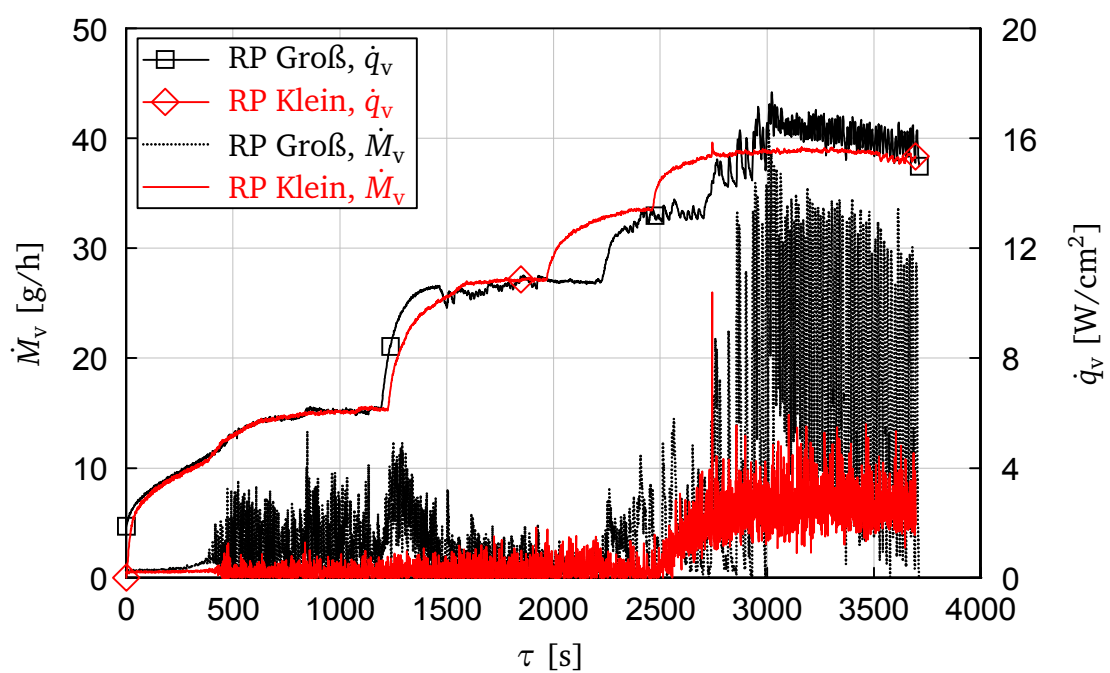
### 5.2.2 Dampfversorgung

---

Der Dampfmassenstrom, der das Wärmeübertragungssystem verlässt, wird mit dem Massenstromregler<sup>1</sup> gemessen. In Abb. 5.10 sind der Massenstrom und die Wärmestromdichte für Versuche mit den Reservoirplatten 'Klein' und 'Groß' dargestellt. Das Ventil des Reglers ist in den beiden Versuchen vollständig geöffnet. Unterhalb einer Wärmestromdichte von  $12 \text{ W/cm}^2$  fällt der Massenstrom periodisch auf  $0 \text{ g/h}$ . Dies würde in der angeschlossenen Mikrobrennkammer stets zum Erlöschen der Verbrennung führen und muss daher vermieden werden. Oberhalb von  $12 \text{ W/cm}^2$  ist der Massenstrom für beide Reservoirplatten über längere Zeiträume größer als  $0 \text{ g/h}$ . Die zur Versorgung der Brennkammer geforderte Zielgröße von  $9 \text{ g/h}$  wird mit beiden Reservoirplatten ab einer Wärmestromdichte von  $12 \text{ W/cm}^2$  im Mittel erreicht oder übertroffen. Allerdings ist die Schwankungsbreite der Massenströme für beide Reservoirplatten größer als  $40 \%$  des Messwertes. Für die anschließende Verbrennung in der Mikrobrennkammer muss Luft dem Brennstoffdampf in einem geeigneten Mengenverhältnis zugemischt werden. Durch die große Schwankungsbreite des Brennstoffmassenstroms ist diese Aufgabe äußerst schwierig. Das Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur ist für die Dampfversorgung der Brennkammer daher nur bedingt geeignet, worauf bei der Bewertung der beiden Wärmeübertragungssysteme und der Auswahl eines Systems für den Mikroenergiewandler in Kapitel 7 näher eingegangen wird.

---

<sup>1</sup> Details im Anhang



**Abb. 5.10:** Dampfmassenstrom und Wärmestromdichte über der Zeit. Wärmeübertragungssystem mit Rillenstruktur und unterschiedlichen Reservoirplatten



---

## 6 Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur

Im Gegensatz zum Konzept mit Rillenstruktur wird beim Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur keine Voruntersuchung der Kapillarstrukturen durchgeführt. Der Verdampfer mit poröser Struktur ist mit deutlich weniger Fertigungsaufwand herzustellen als der Verdampfer mit Rillenstruktur. Daher werden mehrere Verdampfer mit unterschiedlichen porösen Strukturen gefertigt und integriert im Wärmeübertragersystem untersucht.

---

### 6.1 Versuchsaufbau

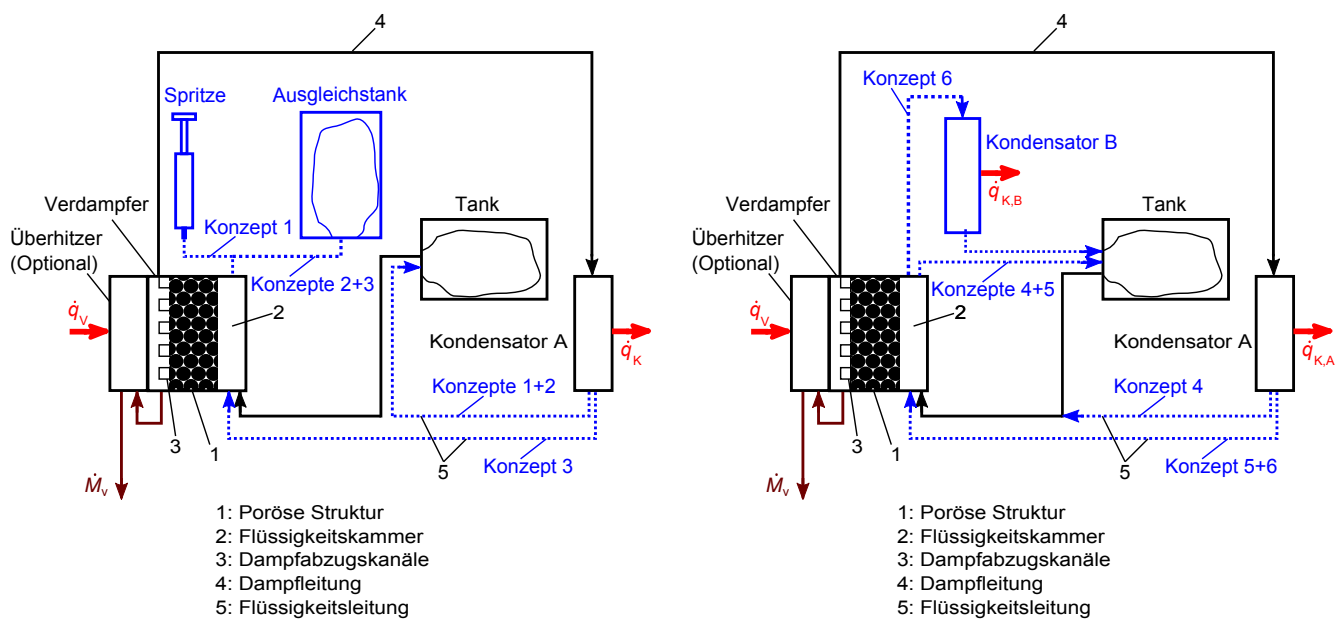
---

Das Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur ist im Aufbau einer Capillary Pumped Loop (CPL) ähnlich. Wie im Kapitel 2.2 beschrieben, stellt die Versorgung der Brennkammer das Design des Wärmeübertragersystems jedoch vor spezielle Herausforderungen, die an geschlossene kapillar gepumpte Systeme nicht gestellt werden.

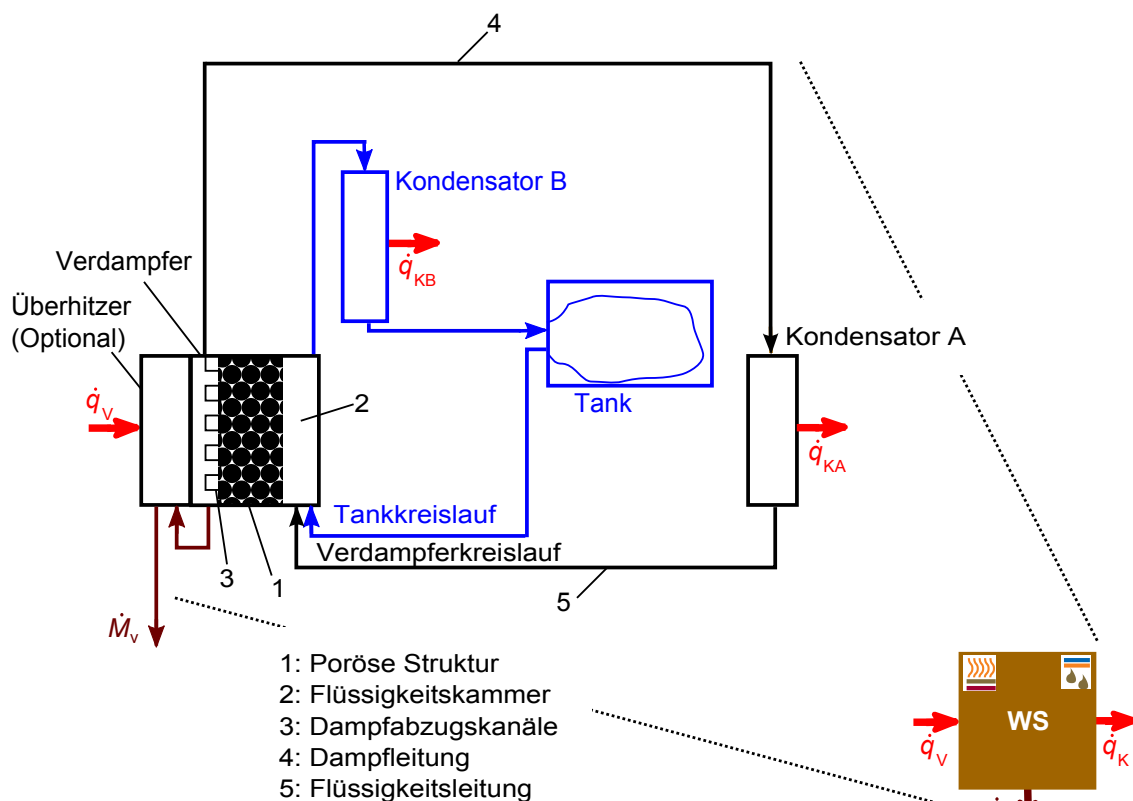
Im Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur kommt der gleiche flexible Tank zum Einsatz wie im Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur, um den Systemdruck unabhängig von der Systemtemperatur einstellen zu können. Da Gas- und Dampfblasen die Flüssigkeitszufuhr an die Kapillarstruktur blockieren können (siehe Kapitel 5.2.1), ist im Wärmeübertragersystem ein Abtransport von Blasen, die sich vor der porösen Struktur sammeln können, vorgesehen.

Verschiedene Konzepte des Wärmeübertragersystems werden getestet und experimentell optimiert. Die Konzepte unterscheiden sich insbesondere in der Gestaltung des Blasenabtransportes von der porösen Struktur. In Abb. 6.1 sind die untersuchten Konzepte mit der Anordnung der Elemente des Wärmeübertragersystems skizziert. Ergebnisse der Untersuchung dieser Konzeptvariationen sind in [85] beschrieben. Mit dem Versuchsaufbau mit zwei Fluidkreisläufen und zwei Kondensatoren (Konzept 6) wird der stabilste Betrieb und die höchste Wärmestromdichte erreicht [85].

Alle in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf diesen Aufbau, der in Abbildung 6.2 links dargestellt ist und dessen Funktionsweise hier näher beschrieben wird. Dem Verdampfer wird die Wärmestromdichte  $\dot{q}_V$  zugeführt, was zur Verdampfung des flüssigen Brennstoffs führt. Ein Teil des Dampfes kann das System verlassen, um die Brennkammer zu versorgen. Dieser Massenstrom  $\dot{M}_V$  verlässt das Wärmeübertragersystem durch den optional eingesetzten Überhitzer. Der Rest gelangt durch die Dampfleitung (4) zum Kondensator A wo er unter Abgabe



**Abb. 6.1:** Konzeptvariationen des Wärmeübertragersystems



**Abb. 6.2:** Schematischer Aufbau des Wärmeübertragersystems (links) und vereinfachte Darstellung als Element (rechts)

der Wärmestromdichte  $\dot{q}_{KA}$  kondensiert. Die Flüssigkeit wird durch die Flüssigkeitsleitung (5) in die Flüssigkeitskammer des Verdampfers zurücktransportiert. Bei diesem als Verdampferkreislauf bezeichneten Teil des Wärmeübertragersystems handelt es sich um einen kapillar gepumpten Kreislauf, wie er auch in CPLs und LHPs eingesetzt wird. Der Kapillardruck, den die Flüssigkeit in der porösen Struktur des Verdampfers aufbaut, wird zum Transport des Fluids verwendet.

Der zweite Kreislauf, genannt Tankkreislauf, hat die Aufgabe, nichtkondensierbare Gase und Dampf aus der Flüssigkeitskammer abzutransportieren, um eine Blockade der Flüssigkeitszufuhr an die poröse Struktur durch Blasen zu verhindern. Dies ermöglicht die Verwendung von nicht entgastem Brennstoff. Die Pumpleistung dieses Kreislaufs beruht auf den Auftriebskräften der entstehenden Blasen. Als Kolbenströmung verlässt das Blasen-/Flüssigkeitsgemisch die Flüssigkeitskammer nach oben in den Kondensator B, wo der Dampfanteil in den Blasen unter Abgabe von  $\dot{q}_{KB}$  kondensiert. Die Flüssigkeit und die nichtkondensierbaren Gase werden in den Tank geleitet, wo Flüssigkeit und Gas separiert werden. Die Flüssigkeit wird in die Flüssigkeitskammer zurückgeführt. Der Tank<sup>1</sup> enthält eine flexible Silikonmembran, welche den bereits beschriebenen Druckausgleich zwischen Tank und Umgebung (siehe Abb. 5.1) ermöglicht.

Da die Funktion des Tankkreislaufs auf Auftriebskräften beruht und nichtkondensierbare Gase im Wärmeübertragersystem vorhanden sind, arbeitet das System nicht vollständig lageunabhängig. Bei der relativen Anordnung der Elemente des Wärmeübertragersystems sollten folgende Regeln eingehalten werden, um eine einwandfreie Funktion des Systems zu gewährleisten:

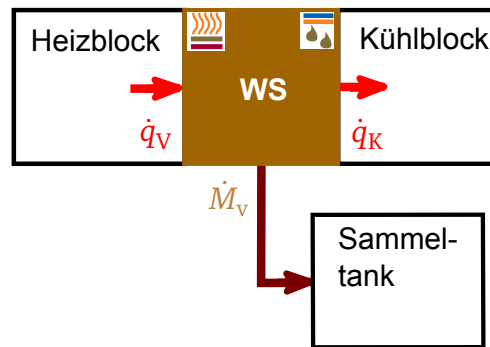
- Der Kondensator B sollte oberhalb des Verdampfers angeordnet sein. Dies ist wichtig für eine ausreichende Pumpleistung des Tankkreislaufs.
- Der Tank sollte höchster Punkt im System sein. Dadurch wird gewährleistet, dass sich nichtkondensierbare Gase dort ansammeln und abgeschieden werden können. Außerdem erhöht ein weit oben angeordneter Tank die Pumpleistung des Tankkreislaufs.
- Innerhalb des Verdampferkreislaufs sollten große Höhenunterschiede vermieden werden. Wenn das System durch ein Abschalten der Wärmezufuhr heruntergefahren wird, sammeln sich nichtkondensierbare Gase an der höchsten Stelle innerhalb des Verdampferkreislaufs an. Bei einer erneuten Inbetriebnahme müssen diese Gase entgegen der Auftriebskraft verdrängt werden, was die Inbetriebnahme erschwert.

Zur Beschreibung der Versuchsanordnung wird das Wärmeübertragersystem der Übersichtlichkeit halber als ein Element mit der eingehenden Wärmestromdichte  $\dot{q}_V$ , der ausgehenden Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  sowie dem ausgehendem Dampfmassenstrom  $\dot{M}_V$  dargestellt (Abb. 6.2 rechts).

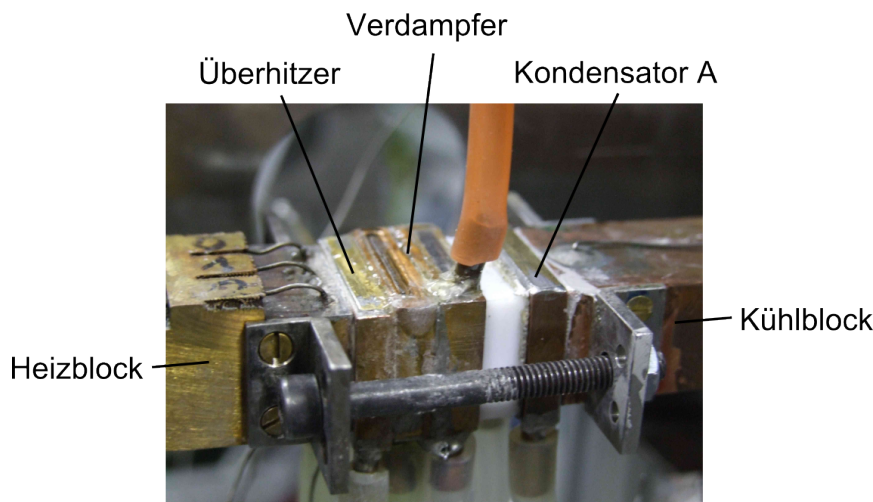
Für die Wärmezufuhr an den Verdampfer des Wärmeübertragersystems wird der in der Voruntersuchungsphase von Rillenstrukturen (Kapitel 4) verwendete Heizblock<sup>1</sup> eingesetzt (Abb. 6.3).

<sup>1</sup> Details im Anhang





**Abb. 6.3:** Zu- und Abfuhr von Wärme und Dampf beim Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur



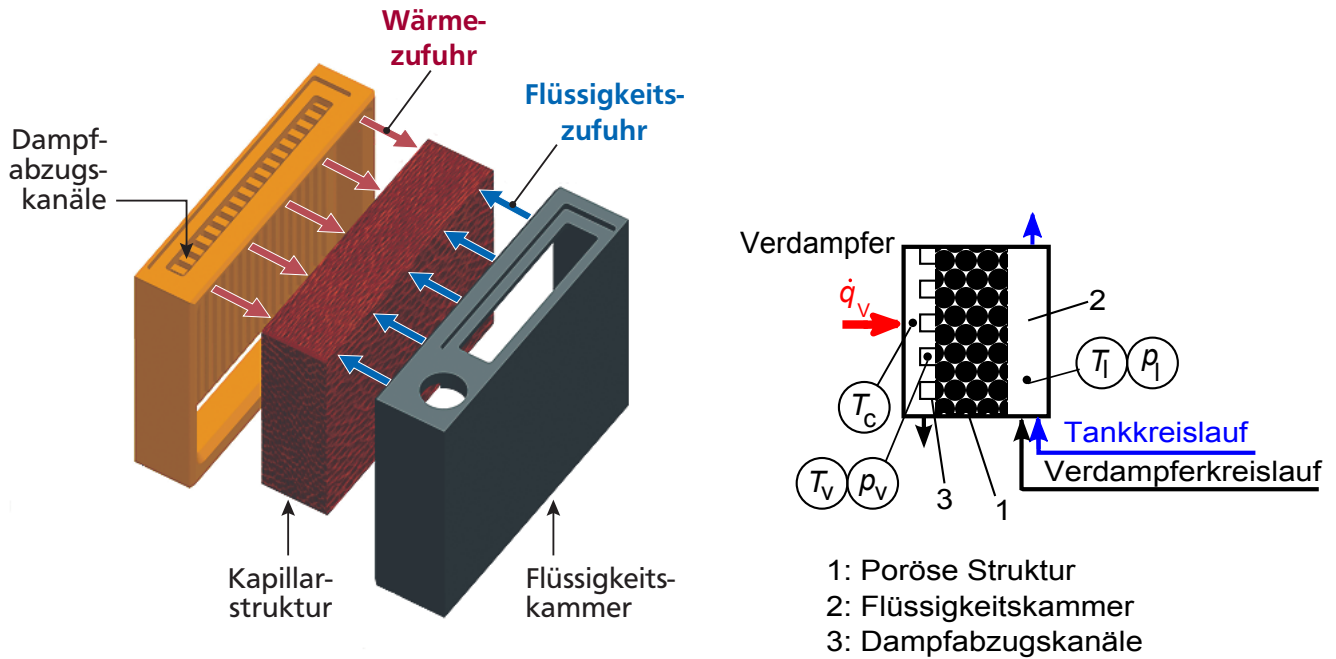
**Abb. 6.4:** Foto des Versuchsstands ohne Kopplung an die anderen Elemente des Mikroenergiewandlers

Ein Teil des generierten Dampfes kann dem System entnommen und im Sammel-tank<sup>1</sup> aufgefangen werden. Der übrige Dampf wird in den beiden Kondensatoren verflüssigt und die latente Wärme über Kühlblöcke<sup>1</sup> abgeführt. Die Temperatur und der Massenstrom des Kühlwassers, das die Kühlblöcke der beiden Kondensatoren durchfließt, wird in den Versuchen konstant gehalten. Ein Foto der zentralen Einheit des Wärmeübertragersystems ist in Abb. 6.4 zu sehen.

### 6.1.1 Verdampfervarianten

Abbildung 6.5 links zeigt den prinzipiellen Aufbau der Verdampfer, die nach dem Prinzip sogenannter umgedrehter Menisken arbeiten (inverted menisci type evaporator). Dabei werden Wärme und Flüssigkeit der porösen Struktur von gegenüberliegenden Seiten zugeführt. Die Wärme wird durch die Stege, der aus Kupfer bestehenden Dampfabzugskanalstruktur, an die poröse Struktur geleitet.

<sup>1</sup> Details im Anhang



**Abb. 6.5:** Aufbau der Verdampfer (Konstruktionszeichnung zeigt Verdampfer V1) (links) und Anordnung der Messtechnik für Temperatur und Druckmessung (rechts)

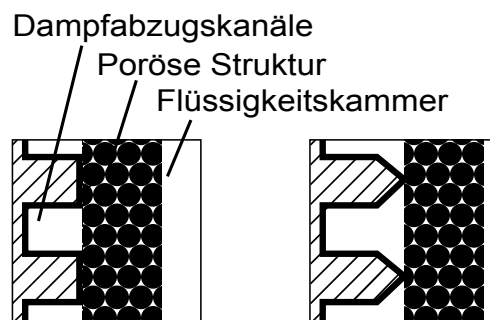
Entsprechend Abb. 6.5 rechts werden Temperaturen mit Thermoelementen in der Dampfabzugskanalstruktur 0.5 mm unterhalb der Kanäle ( $T_c$ ), in der Dampfphase am Austritt aus den Dampfabzugskanälen ( $T_v$ ) und im Fluid in der Flüssigkeitskammer gemessen ( $T_l$ ). Der Druck des Fluids am Austritt aus den Dampfabzugskanälen ( $p_v$ ) wird mit dem Absolutdrucksensor gemessen. Die Wandüberhitzung der Verdampfer ist definiert als die Differenz der Temperatur  $T_c$  und der Sättigungstemperatur  $T_{\text{sat}}$  des Dampfes.  $T_c$  wird auch als Wandtemperatur für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten nach Gl. 3.7 eingesetzt.

Der Differenzdruck zwischen dem Fluid in den Dampfabzugskanälen und der Flüssigkeitskammer ( $p_v - p_l$ ) wird mit einem Differenzdrucksensor<sup>1</sup> gemessen. Sechs verschiedene Verdampfer mit porösen Materialien als Kapillarstrukturen werden eingesetzt. Die Verdampfer unterscheiden sich in den porösen Strukturen und der Geometrie der Dampfabzugskanäle. In Abb. 6.6 ist der Unterschied zwischen den beiden Varianten rechteckige Kanalstruktur und spitze Kanalstruktur schematisch dargestellt. Die untersuchten Verdampfer und ihre wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen Verdampfer näher beschrieben.

<sup>1</sup> Details im Anhang

**Tab. 6.1:** Verdampfer Kenndaten

Verdampfer	Poröse Struktur				Dampfabzugskanäle
	Material	Aufbau	Mittlere Porenradius	Dicke	
V1	Bronze	Kugelstruktur	20 $\mu\text{m}$	5 mm	rechteckig
V2	Stahl	Vlies	18.5 $\mu\text{m}$	1 mm	spitz
V3	Stahl	Vlies	18.5 $\mu\text{m}$	1 mm	rechteckig
V4	Stahl	Kugelstruktur	7 $\mu\text{m}$	5 mm	rechteckig
V5	Stahl	Vlies	3.4 $\mu\text{m}$	1 mm	rechteckig
V6	Silizium	gerade Poren	0.5 $\mu\text{m}$	0.1 mm	rechteckig

**Abb. 6.6:** Rechteckige Kanalstruktur (links) und spitze Kanalstruktur (rechts)

#### Verdampfer V1 und V4 mit porösen Kugel-Strukturen

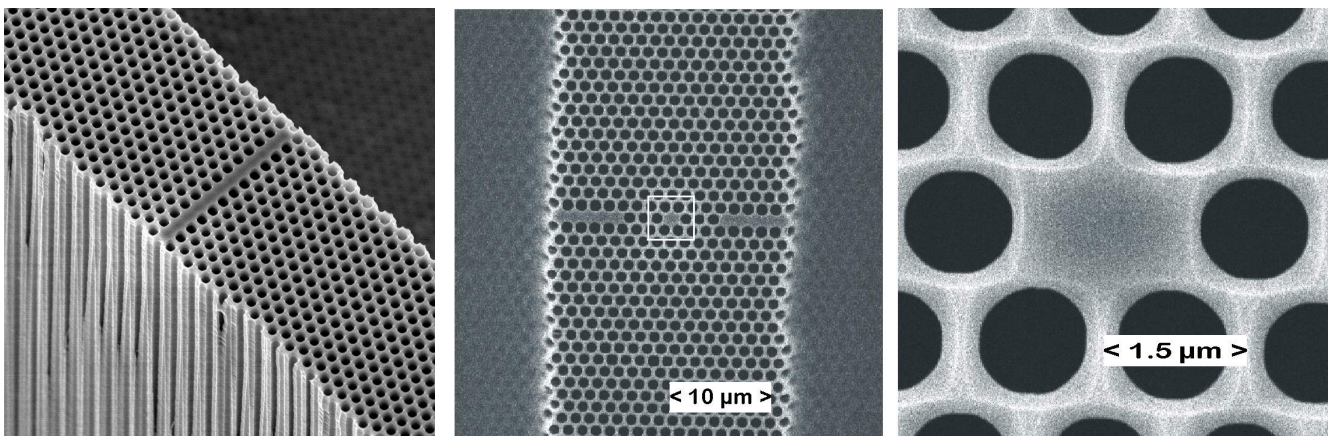
Die porösen Strukturen in Verdampfer V1 und V4 sind Kugel-Sinter-Strukturen aus Bronze (V1) bzw. Edelstahl (V4). 18 parallele Dampfabzugskanäle mit einer Tiefe von 1 mm und einer Breite von 0.5 mm sorgen in beiden Verdampfern für den Abtransport des Dampfes von der porösen Struktur. Verdampfer V1 hat zwei Sichtfenster, die das Beobachten von Phasenwechselphänomenen in der Dampfabzugskanalstruktur und in der Flüssigkeitskammer ermöglichen.

#### Verdampfer V2, V3 und V5 mit Edelstahl-Vlies-Strukturen

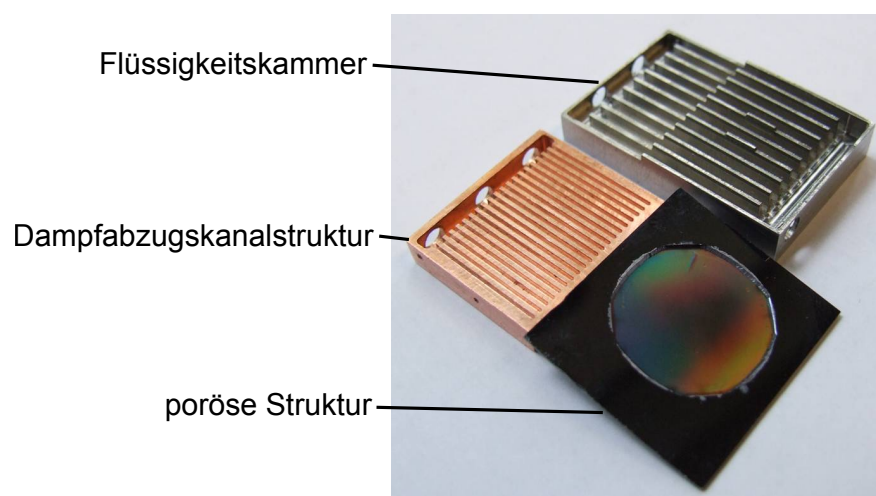
In den Verdampfern V2, V3 und V5 kommen Edelstahl-Vlies-Strukturen zum Einsatz. Wegen der geringen Steifigkeit der Vlies-Strukturen werden diese zusätzlich durch 9 Stege in der Flüssigkeitskammer mit einer Breite von 0.5 mm gestützt. In V3 und V5 ist die gleiche rechteckige Kanalstruktur enthalten wie in den Verdampfern V1 und V4. In V2 dagegen wird eine spitze Kanalstruktur mit 10 Kanälen mit einer Tiefe von 1.5 mm und einer Breite von 1 mm verwendet. Da die Kanäle der spitzen Kanalstruktur tiefer und breiter sind als die der rechteckigen Struktur, ist der Strömungswiderstand für die Dampfströmung durch die spitze Kanalstruktur geringer.

## Verdampfer V6 mit Siliziumstruktur

Verdampfer V6 enthält eine poröse Siliziumstruktur (siehe Abb. 6.7). Die Struktur wurde am Max-Planck-Institut für Mikrostrukturphysik in Halle gefertigt. Der dazu verwendete Fertigungsprozess wird in [60] näher beschrieben. In Abb. 6.8 sind die Dampfabzugskanalstruktur, die poröse Struktur und die Flüssigkeitskammer des Verdampfers V6 zu sehen. Der Silizium-Wafer hat eine Dicke von 0.5 mm, die poröse Fläche des Silizium-Wafers hat einen Durchmesser von 15 mm. Die Dicke der Struktur im Bereich der porösen Fläche beträgt nur 0.1 mm. Die Dampfabzugskanalstruktur in V6 ist rechteckig, identisch zu der in V1. Wie in den Verdampfern V2, V3 und V5 wird auch die poröse Struktur in V6 durch 9 Stege in der Flüssigkeitskammer gestützt.



**Abb. 6.7:** Elektronenmikroskopische Aufnahmen der porösen Siliziumstruktur in Verdampfer V6

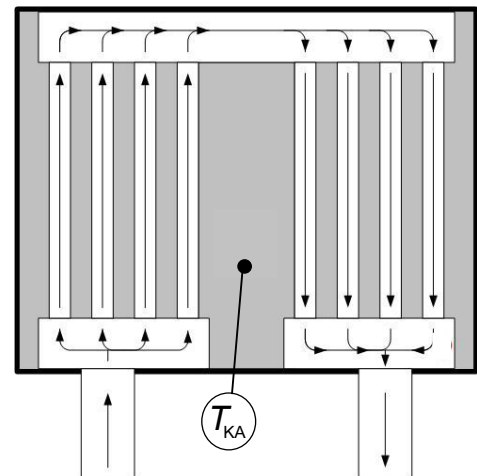
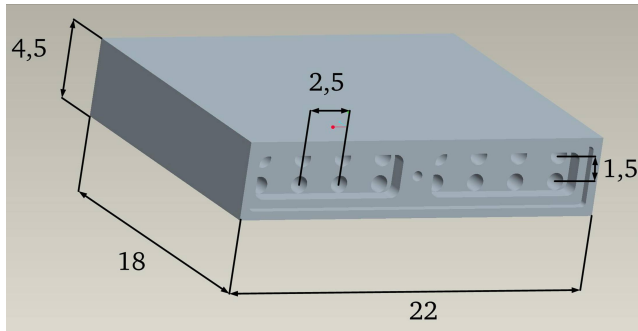


**Abb. 6.8:** Hauptelemente des Verdampfers V6

---

### 6.1.2 Kondensatoren und Überhitzer

---



**Abb. 6.9:** CAD Zeichnung von Kondensator A (links) sowie Strömungsführung und Anordnung des Thermoelements in Kondensator A (rechts)

In den Kondensatoren A und B wird Dampf, der innerhalb des Wärmeübertragersystems transportiert wird, verflüssigt. Die Aufgabe des Überhitzers ist eine geringe Überhitzung des Dampfes, der das Wärmeübertragersystem verlässt, um eine Rekondensation des Dampfes vor dem Eintreten in die Brennkammer zu verhindern. Alle drei Elemente sind aus Kupfer und baugleich, bis auf den Durchmesser der Fluidkanäle. Das Fluid wird in den Elementen durch acht parallele Bohrungen mit einem Durchmesser von 1 mm (Kondensator A und Überhitzer) beziehungsweise 1.3 mm (Kondensator B) geleitet. In Abb. 6.9 links sind der Aufbau und die Abmessungen von Kondensator A und Überhitzer dargestellt, in Abb. 6.9 rechts ist die Strömungsführung durch Kondensator A und Überhitzer skizziert. Da die Dampftemperatur beim Durchströmen des Überhitzers nur leicht ansteigt ( $< 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), beträgt der Anteil des Wärmestroms, der für die Überhitzung des Dampfes sorgt, weniger als 1 % am gesamten dem Wärmeübertragersystem zugeführten Wärmestrom. Dieser Teil wird daher bei der Berechnung der Wärmeübertragungsleistung des Verdampfers vernachlässigt.

---

### 6.1.3 Messung des maximalen Kapillardrucks

---

Der maximale Kapillardruck, den die Verdampfer durch ihre Kapillarstrukturen aufbauen können, wird integriert im Wärmeübertragersystem gemessen. Dabei wird der Verdampferkreislauf mit einer Klammer in der Dampfleitung blockiert. Die Temperatur des Systems wird durch geringe Wärmezufuhr langsam bis auf Sättigungstemperatur ( $64.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) erhöht. Wenn der Phasen-

---

wechsel im Verdampfer einsetzt, steigt der Druck in den Dampfabzugskanälen gegenüber der Flüssigkeitskammer bis zum maximalen Kapillardruck  $p_{k,\max}$  an (siehe dazu auch Kapitel 3.1.1):

$$p_v - p_l = p_{k,\max} = \frac{2\sigma}{r_{\text{eff},\min}} \cos \vartheta \quad (6.1)$$

---

#### 6.1.4 Optische Messungen

---

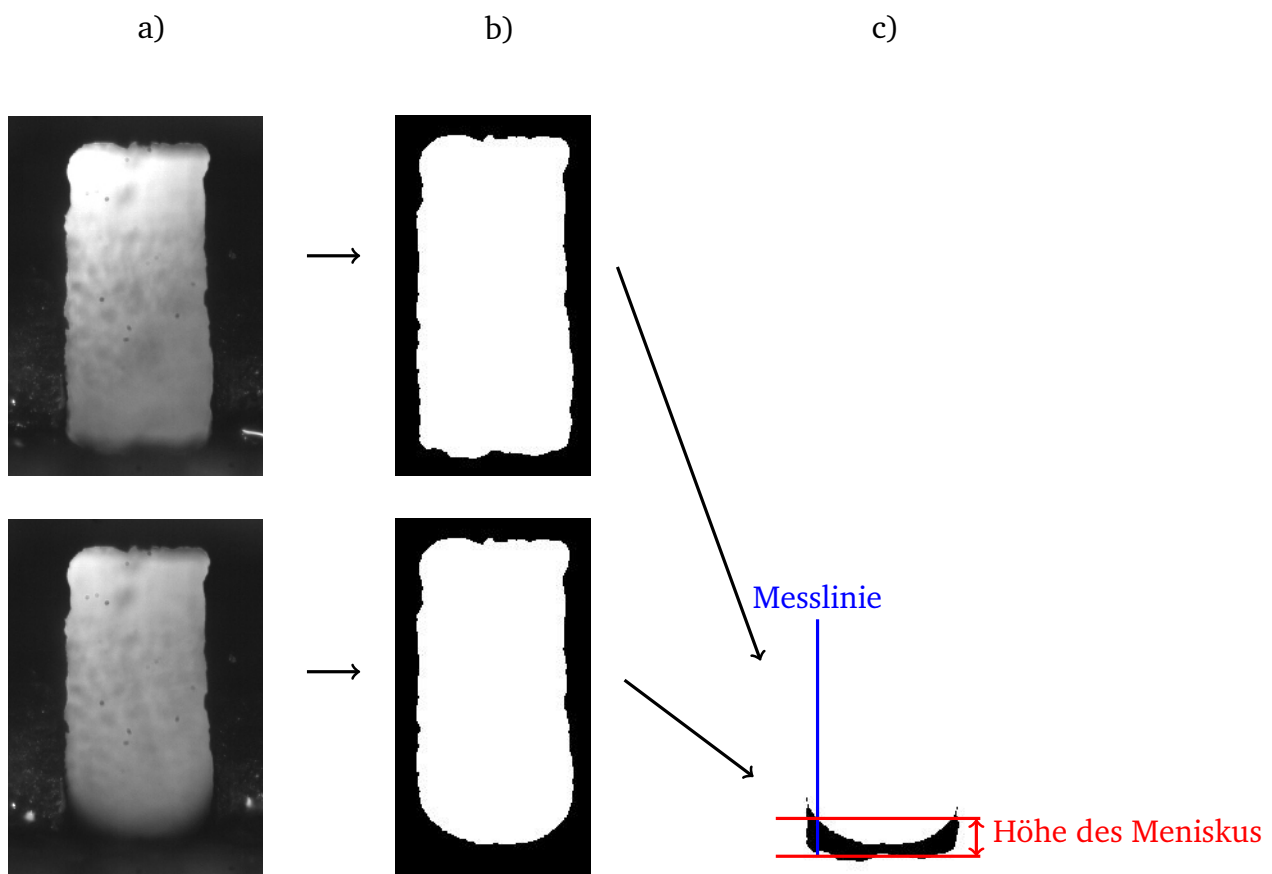
Der Verdampfer V1 ist mit Sichtfenstern ausgestattet. Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera<sup>1</sup> werden die Verdampfungsvorgänge in den Dampfabzugskanälen des Verdampfers aufgenommen. Die Bilder werden zur Bestimmung der Steighöhe der Flüssigkeitsmenisken innerhalb der Kanäle eingesetzt. Mit Hilfe dieser Daten wird eine mögliche Korrelation von Menisken- und Druckoszillationen untersucht. Zur Auswertung der Bilder wird ein Bildverarbeitungsprogramm, welches in *Matlab* 7.6 geschrieben wurde, verwendet.

Die Vorgehensweise beim Auswerten der Bilder wird anhand Abb. 6.10 beschrieben. Die Rohdaten der Kamera sind in Abb. 6.10 (a) dargestellt. Das Bild oben zeigt einen Dampfabzugskanal ohne Flüssigkeit, dieses Bild wird als Referenzbild verwendet. Das Bild unten zeigt den gleichen Kanal mit einem Flüssigkeitsmeniskus im unteren Bereich. Die Rohdaten werden zunächst unter Verwendung der *Matlab im2bw* Funktion in binäre Bilder umgewandelt (b). In diesen Bildern ist der Kanal weiß, die Kanalwände und die Flüssigkeit sind schwarz. Um die Flüssigkeit von der Kanalwand unterscheiden zu können, wird der schwarze Anteil des Referenzbildes von dem Bild mit Flüssigkeitsmeniskus abgezogen. Als Ergebnis bleibt der Flüssigkeitsanteil als schwarze Fläche übrig (c). Der Boden des Kanals wird durch eine horizontale Linie über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate angenähert (rote Linie unten). Über den Schnittpunkt zwischen einer virtuellen Messlinie und dem Flüssigkeitsmeniskus wird der obere Rand des Flüssigkeitsanteils festgelegt (rote Linie oben). Die blaue Messlinie liegt mit einem Abstand von 50  $\mu\text{m}$  parallel zu der linken Wand im Kanal. Durch diesen Abstand wird der Einfluss von Vibrationen während den Messungen, die für Verschiebungen von bis zu 5  $\mu\text{m}$  zwischen den aufgenommen Bildern verantwortlich sind, minimiert. Der Abstand zwischen beiden roten Linien ist als Höhe des Meniskus definiert.

---

<sup>1</sup> Details im Anhang



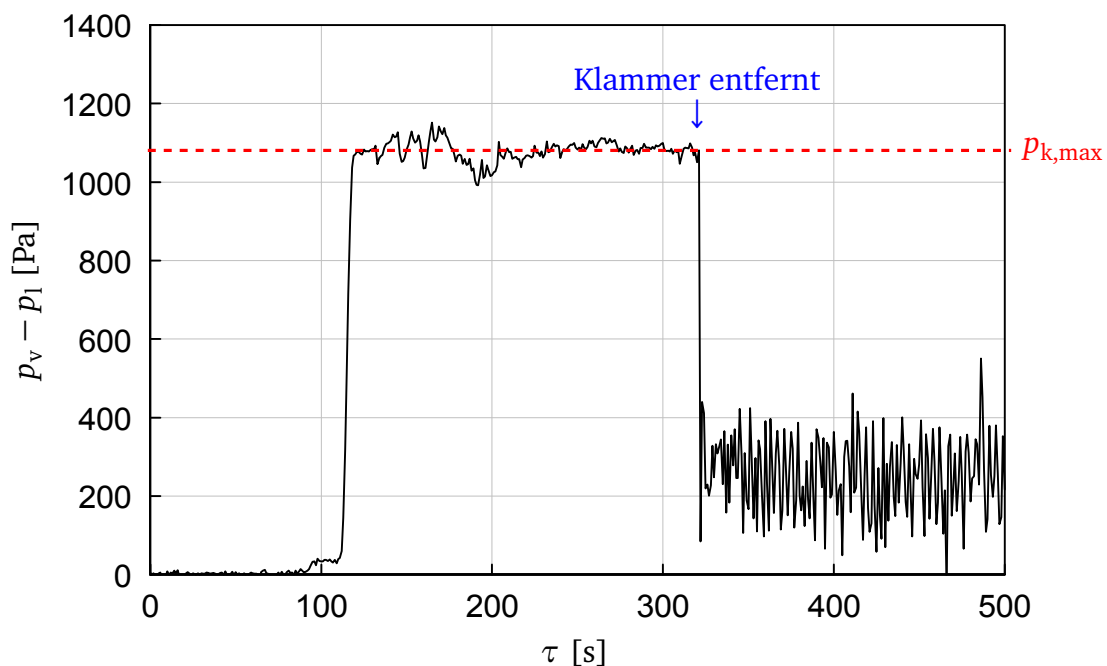


**Abb. 6.10:** a) Fotos der Hochgeschwindigkeitskamera b) Binäre Bilder c) Anteil der Flüssigkeit

## 6.2 Ergebnisse

Es wird untersucht, ob das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur für den Einsatz im Mikroenergiewandler geeignet ist. Im Fokus der Untersuchung steht die Wärmeübertragungsleistung des Systems und die Dampfproduktion für die Versorgung der Brennkammer. Dabei werden unterschiedliche Verdampfer eingesetzt.

### 6.2.1 Messung des maximalen Kapillardrucks



**Abb. 6.11:** Messung des maximalen Kapillardrucks von Verdampfer V2

Entsprechend Gl. 3.1 ist der Kapillardruck der Flüssigkeit in der porösen Struktur die treibende Kraft für die Fluidzirkulation innerhalb des Verdampferkreislaufs. Zur Charakterisierung der Verdampfer werden daher die maximal erreichbaren Kapillardrücke der verwendeten Verdampfer gemessen. In Abbildung 6.11 ist der Verlauf einer Messung des maximalen Kapillardrucks für Verdampfer V2 über der Zeit dargestellt. Mit dem Erreichen der Sättigungstemperatur wird der maximale Kapillardruck  $p_{k,max}$  entsprechend Gl. 6.1 aufgebaut. Nach der Kapillardruckmessung wird die Klammer entfernt, wodurch das Wärmeübertragungssystem in seinen normalen Betriebszustand übergeht.

In Tab. 6.2 sind der vom Hersteller angegebene mittlere Porenradius  $r_m$ , der gemessene maximale Kapillardruck  $p_{k,max}$  und die daraus nach Gl. 6.1 berechneten effektiven Krümmungsradien  $r_{eff,min}$  für die unterschiedlichen Verdampfer dargestellt. Bei den größeren Strukturen (V1, V2 und V3) ist der minimale Krümmungsradius kleiner als der zweifache mittlere Porenradius. Bei den



**Tab. 6.2:** Maximaler Kapillardruck der unterschiedlichen Verdampfer

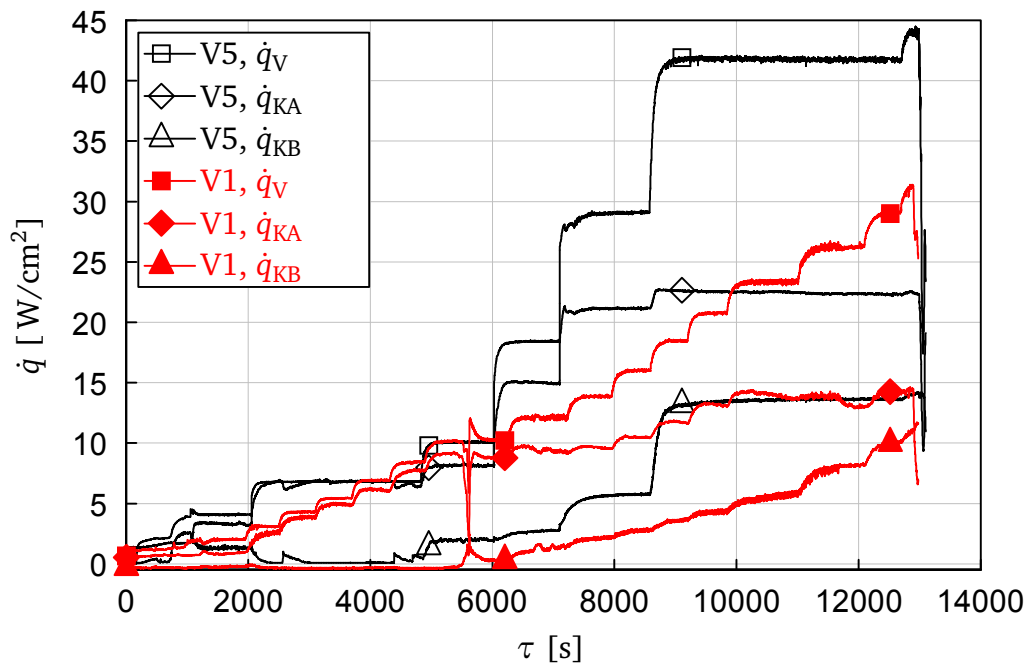
Verdampfer	Poröse Struktur		
	$r_m$ [ $\mu\text{m}$ ]	$p_{k,\max}$ [Pa]	$r_{\text{eff,min}}$ [ $\mu\text{m}$ ]
V1	20	880	36.0
V2	18.5	1090	29.1
V3	18.5	1080	29.3
V4	7	2160	14.7
V5	3.4	1650	19.2
V6	0.5	?	?

feineren Strukturen (V4 und V5) ist der minimale Krümmungsradius, im Vergleich zur mittleren Porengröße, wesentlich größer. Die Folge ist, dass die Verdampfer mit den feineren Strukturen einen geringeren Kapillardruck aufbauen können als erwartet. Die poröse Siliziumstruktur (siehe Abb. 6.7), die in Verdampfer V6 zum Einsatz kommt, ist wesentlich regelmäßiger aufgebaut als die Sinterstrukturen. Man kann daher davon ausgehen, dass die Abweichung zwischen mittlerer Porenweite und effektivem Krümmungsradius gering ist. Aufgrund der geringen Festigkeit der Struktur konnte jedoch keine Messung des Kapillardrucks durchgeführt werden.

## 6.2.2 Wärmeübertragungsleistung

In allen Versuchen, die in dem vorliegenden Kapitel vorgestellt werden, wird das Wärmeübertragungssystem als geschlossenes System betrieben. Das heißt, dass kein Dampf das System durch den Massenstromregler verlässt.

In den Versuchen wird die zugeführte Wärmestromdichte schrittweise erhöht. In Abb. 6.12 sind die dem Verdampfer zugeführten und von den Kondensatoren abgeführten Wärmestromdichten für Versuchsanordnungen mit den Verdampfern V1 und V5 dargestellt. Die ausgefüllten Symbole repräsentieren die dem Verdampfer zugeführten und von den Kondensatoren abgeführten Wärmestromdichten in der Konfiguration mit Verdampfer V1. Die offenen Symbole zeigen die Wärmestromdichten für die Konfiguration mit Verdampfer V5. Die Versuche können in drei Bereiche unterteilt werden. Bei niedrigen Verdampfer-Wärmestromdichten ( $\dot{q}_V \approx 0 \dots 7 \text{ W/cm}^2$ ) wird annähernd die gesamte zugeführte Wärme vom Kondensator A abgeführt, nur ein sehr geringer Teil wird vom Kondensator B abgeführt. Im Bereich mittlerer Wärmestromdichten ( $\dot{q}_{V1} \approx 7 \dots 20 \text{ W/cm}^2$ ,  $\dot{q}_{V5} \approx 7 \dots 28 \text{ W/cm}^2$ ) steigen die von beiden Kondensatoren abgeführten Wärmestromdichten ( $\dot{q}_{KA}$ ,  $\dot{q}_{KB}$ ) mit steigendem  $\dot{q}_V$  an. Bei hohen Wärmestromdichten ( $\dot{q}_{V1} > 20 \text{ W/cm}^2$ ,  $\dot{q}_{V5} > 28 \text{ W/cm}^2$ ) steigt  $\dot{q}_{KB}$  mit steigendem  $\dot{q}_V$  an, während sich  $\dot{q}_{KA}$  nur geringfügig ändert.

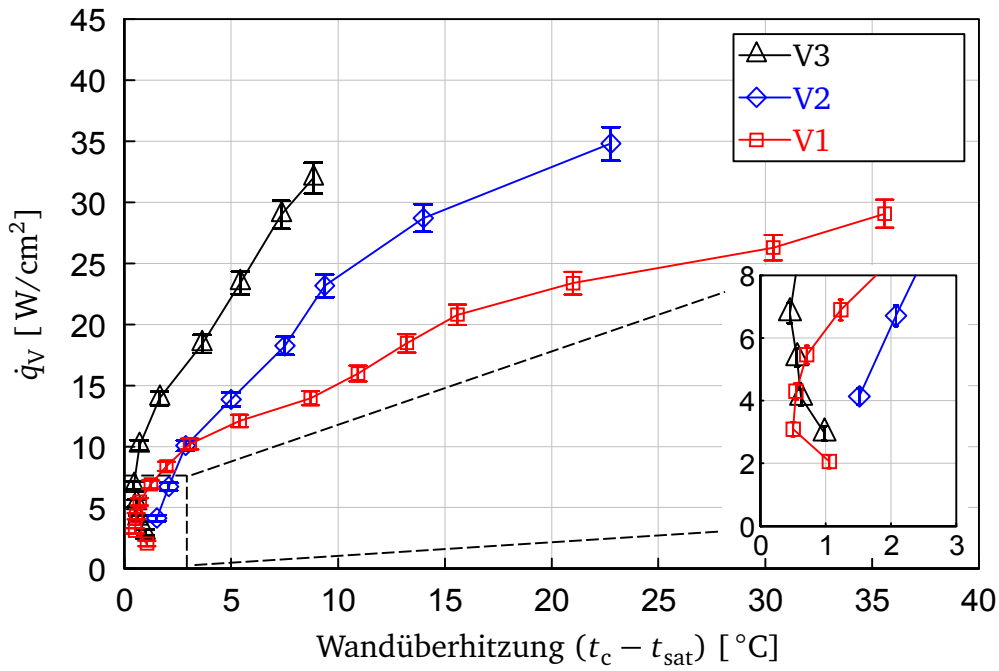


**Abb. 6.12:** Wärmestromdichten von Verdampfer ( $\dot{q}_V$ ) und Kondensator A und B ( $\dot{q}_{KA}$ ,  $\dot{q}_{KB}$ ) über der Zeit

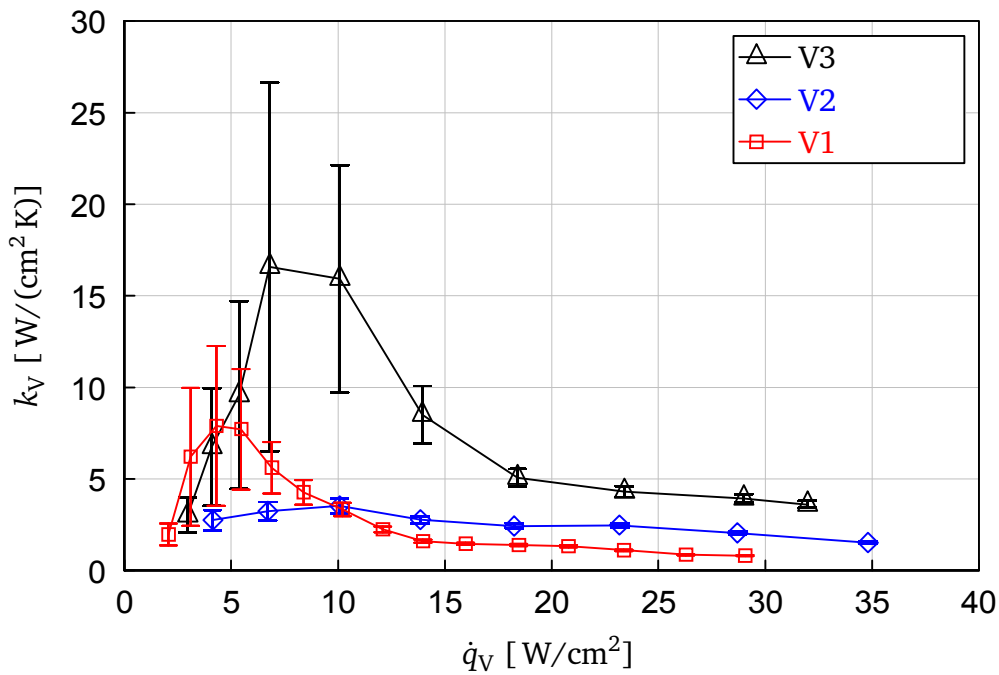
Das Maximum an Wärme, das von Kondensator B im Tankkreislauf abgeführt werden kann, scheint unabhängig vom verwendeten Verdampfer zu sein. Entsprechend Abb. 6.12 kann eine maximale Wärmestromdichte von  $\dot{q}_{KB} \approx 14 \text{ W/cm}^2$  erzielt werden, darüber hinaus trocknet der Verdampfer aus. Im Falle des Austrocknens steigt die Verdampfertemperatur sehr schnell an. Die Heizpatronen werden abgeschaltet, wenn die Verdampfertemperatur ( $t_c$ )  $100^\circ\text{C}$  überschreitet.

Die Ergebnisse zeigen auch, dass die Wärmeverlustströme des Versuchsaufbaus relativ gering sind und mit steigender zugeführter Wärmestromdichte zunehmen. Bei der höchsten dem Verdampfer zugeführten Wärmestromdichte, ( $42 \text{ W/cm}^2$  in Abb. 6.12), werden 87 % der Wärmestromdichte von den Kondensatoren A und B abgeführt, nur 13 % verlassen das System in Form von Wärmeverlustströmen.

Die Wärmestromdichten und Wärmedurchgangskoeffizienten der drei Verdampfer mit annähernd gleicher Porengrößen (V1, V2 und V3) im stationären Zustand sind in den Abbildungen 6.13 und 6.14 dargestellt. Ein steiler Anstieg der Wärmestromdichte bei niedriger Wandüberhitzung bis zu  $3^\circ\text{C}$  wird bei allen drei Verdampfern beobachtet (siehe Abb. 6.13). Die Verdampfer mit der rechteckigen Kanalstruktur (V1, V3) zeigen in diesem Bereich sogar eine abnehmende Wandüberhitzung ( $t_c - t_{\text{sat}}$ ) mit steigender Wärmestromdichte (siehe vergrößerter Ausschnitt). Dieses Phänomen wird auf oszillierende Flüssigkeitsmenisken, die in den Dampfabzugskanälen beobachtet werden, zurückgeführt (siehe Kapitel 6.2.7). Allerdings liegt die Abnahme der Wandüberhitzung in der Größenordnung der Messungenauigkeit von  $\pm 0.3^\circ\text{C}$ .



**Abb. 6.13:** Verdampfer Wärmestromdichten über der Wandüberhitzung



**Abb. 6.14:** Verdampfer Wärmedurchgangskoeffizienten über der Wärmestromdichte

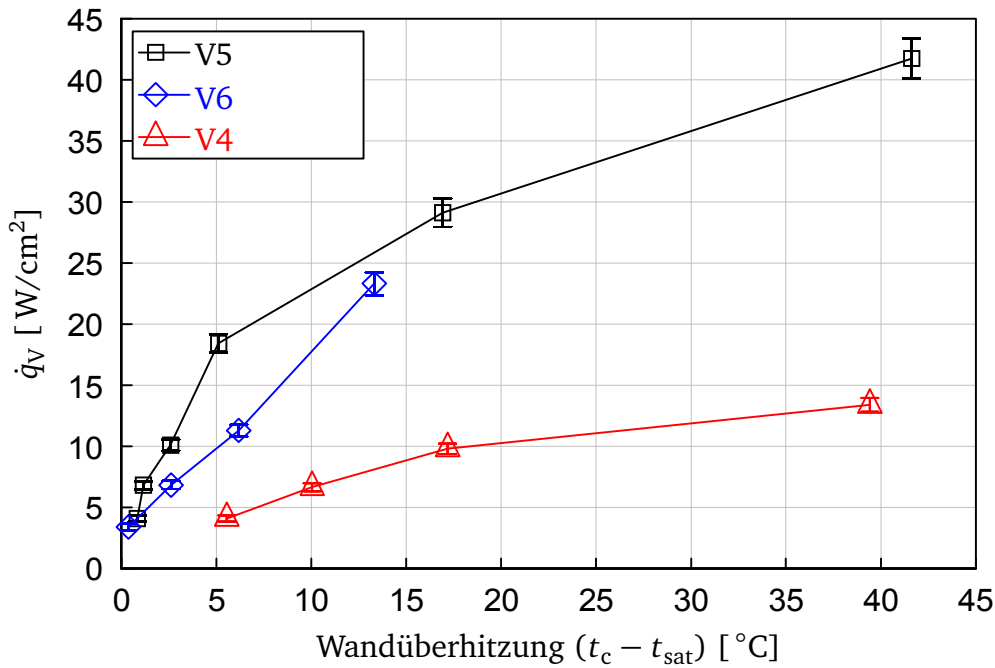
Für Wandüberhitzungen größer als  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  ist ein näherungsweise linearer Anstieg der Wärmestromdichte über der Wandüberhitzung zu beobachten. Die höchste stationäre Wärmestromdichte von  $34.5\text{ W/cm}^2$  erreicht V2 bei einer Wandüberhitzung von  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ . V3 erzielt  $32\text{ W/cm}^2$ , während V1 bereits oberhalb von  $29\text{ W/cm}^2$  austrocknet. Da die kapillare Pumpleistung der beiden Verdampfer mit den gleichen Edelstahl-Vlies-Strukturen (V2, V3) nahezu identisch ist (siehe Tab.6.2), wird angenommen, dass die höhere Maximalleistung von V2 auf den geringeren Druckwiderstand zurückzuführen ist, dem der Dampf beim Durchströmen der spitzen Kanalstruktur ausgesetzt ist (siehe auch Kapitel 6.1.1).

Die Verdampfer mit rechteckigen Dampfabzugskanälen (V1, V3) zeigen ausgeprägte Maxima bei den Wärmedurchgangskoeffizienten ( $8\text{ W/(cm}^2\text{ K)}$  für V1 und  $16.5\text{ W/(cm}^2\text{ K)}$  für V3, siehe Abb. 6.14). Diese Maxima treten bei relativ niedrigen Wärmestromdichten von  $4\text{ W/cm}^2$  (V1) bzw.  $6.5\text{ W/cm}^2$  (V3) auf; die Wandüberhitzung ist dabei kleiner als  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Abb. 6.13). Der maximale Wärmedurchgangskoeffizient von V2 ist deutlich niedriger ( $3.5\text{ W/(cm}^2\text{ K)}$ ) bei einer Wärmestromdichte von  $10\text{ W/cm}^2$ ). Der Wärmedurchgangskoeffizient fällt jedoch mit steigender Wärmestromdichte nicht so stark ab wie der von Verdampfer V1, daher übertrifft der Wärmedurchgangskoeffizient von V2 den von V1 ab einer Wärmestromdichte von  $10\text{ W/cm}^2$ .

Aus diesen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass die Edelstahl-Vlies-Struktur höhere Wärmedurchgangskoeffizienten ermöglicht als die Bronzestruktur. Die geringere Dicke der Stahl-Struktur führt zu einer kürzeren Verweilzeit des Fluids innerhalb der porösen Struktur. Das Fluid nimmt beim Durchströmen der Struktur weniger Wärme auf. Dadurch verdampft weniger Fluid innerhalb der porösen Struktur; ein größerer Anteil des Fluids erreicht die Kontaktfläche zwischen poröser Struktur und Dampfabzugskanälen und verdampft dort. Dies führt zu einer geringeren Wandtemperatur des Verdampfers und somit zu einem höheren Wärmedurchgangskoeffizienten.

Kiseev et al. untersuchten den Einfluss der Dicke der porösen Struktur auf die Leistung von LHPs [51]. Sie stellten fest, dass der Wärmedurchgangskoeffizient für poröse Strukturen mit einer Dicke von 6 und 7 mm höher ist als für dickere oder dünnere Strukturen (3 und 11 mm). Kiseev et al. begründen dies folgendermaßen. Mit zunehmender Dicke der Kapillarstruktur steigt der Druckverlust und der Wärmestrom in die Ausgleichskammer sinkt. Der steigende Druckverlust wirkt sich negativ auf die Leistung der LHP aus, während sich der sinkende Wärmetransport positiv auswirkt. Bei der beschriebenen LHP scheint die optimale Dicke bei 6 bis 7 mm zu liegen. Bei dem in der vorliegenden Arbeit untersuchten Wärmeübertragungssystem dagegen kann der Wärmetransport durch die Kapillarstruktur, der zu Blasenbildung in der Flüssigkeitskammer führt, aufgrund des zusätzlichen Tankkreislaufs besser toleriert werden. Die optimale Kapillarstruktur für das Wärmeübertragungssystem ist daher deutlich dünner.

Vergleicht man die beiden Verdampfer mit identischer Edelstahl-Vlies-Struktur (V2 und V3), so ermöglicht der Verdampfer mit den rechteckigen Dampfabzugskanälen (V3) deutlich höhere Wärmedurchgangskoeffizienten. Zwar ist der Wärmewiderstand der rechteckigen Kanalstruktur niedriger als der der spitzen Kanalstruktur, dies kann jedoch nicht alleine für den deutlich hö-



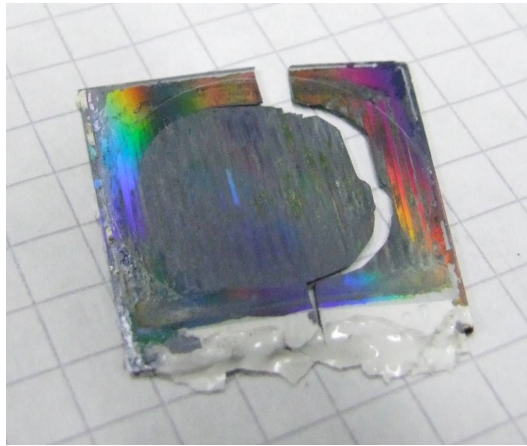
**Abb. 6.15:** Verdampfer Wärmestromdichten über der Wandüberhitzung

heren Wärmedurchgangskoeffizienten verantwortlich sein, was im Folgenden begründet wird. Der Wärmewiderstand aufgrund von Wärmeleitung durch die spitze Kanalstruktur macht bei Verdampfer V2 nur 30 % des Gesamt-Wärmewiderstandes aus (dieser Berechnung liegt der gemessene Wärmedurchgangskoeffizient von  $2.5 \text{ W}/(\text{cm}^2 \text{ K})$  zugrunde). Der Wärmeleitwiderstand der spitzen Kanalstruktur ist dabei ungefähr dreimal höher als der Widerstand der rechteckigen Struktur. Berücksichtigt man nur diesen geringeren Wärmewiderstand, wäre ein um 20 % höherer Wärmedurchgangskoeffizienten für V3 gegenüber V2 zu erwarten. Für V3 wurden jedoch Werte gemessen, die die von V2 um bis zu 400 % übertreffen. Als Ursache für diese große Differenz werden die bereits erwähnten Oszillationen der Phasengrenze vermutet, worauf in den Kapiteln 6.2.6 und 6.2.7 näher eingegangen wird.

Die Fehlerbalken in den Abbildungen 6.13 und 6.14 stellen die mittleren Fehler<sup>1</sup> (Standardabweichungen) der Wärmestromdichte  $s_{\dot{q}_V}$  und des Wärmedurchgangskoeffizienten  $s_{k_V}$  aufgrund von Messungenauigkeiten dar. Der mittlere Fehler der Wärmestromdichte  $s_{\dot{q}_V}$  ist über den gesamten Bereich relativ gering. Der Fehler des Wärmedurchgangskoeffizienten  $s_{k_V}$  dagegen muss insbesondere bei niedriger Wandüberhitzung berücksichtigt werden.  $s_{k_V}$  wird durch die Messfehler von Heizblock- und Dampftemperatur dominiert.

In Abb. 6.15 sind die Wärmestromdichten im stationären Zustand über der Wandüberhitzung für die Verdampfer mit den feineren porösen Strukturen abgebildet (V4, V5 und V6). In allen drei Verdampfern kommt die gleiche rechteckige Kanalstruktur zum Einsatz. Die höchste Wärmestromdichte von  $42 \text{ W}/\text{cm}^2$  erreicht Verdampfer V5, darüber hinaus trocknet er aus. Damit

<sup>1</sup> Details im Anhang



**Abb. 6.16:** Zerstörte poröse Struktur aus Verdampfer V6

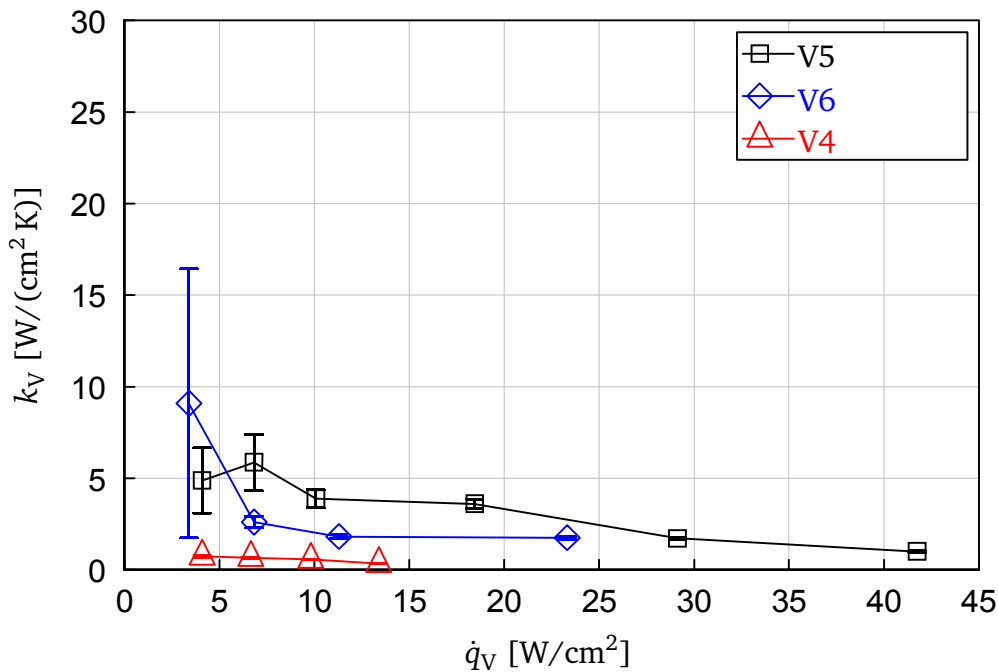
übertrifft Verdampfer V5 auch die Verdampfer mit den gröberen porösen Strukturen (V1, V2 und V3) und das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur liegt damit deutlich oberhalb der zur Kühlung der Brennkammer geforderten Wärmestromdichte von  $15 \text{ W/cm}^2$ .

Die mit den Verdampfern V4 und V6 erreichten Wärmestromdichten sind deutlich niedriger, wofür unterschiedliche Ursachen verantwortlich sind. Verdampfer V4 trocknet oberhalb einer Wandüberhitzung von  $40^\circ\text{C}$  nicht aus, eine viel höhere Wandüberhitzung kann aus Sicherheitsgründen jedoch nicht erlaubt werden. Der Versuchsaufbau ist auf eine Maximaltemperatur von  $150^\circ\text{C}$  ausgelegt.

Die poröse Struktur in Verdampfer V6 ist aus Silizium, nur  $100 \mu\text{m}$  dick und mechanisch sehr instabil. Mit der Siliziumstruktur können keine Messungen oberhalb einer Wärmestromdichte von  $23 \text{ W/cm}^2$  durchgeführt werden, da die poröse Struktur bei höheren Wärmestromdichten zerstört wird (siehe Abb. 6.16). Mögliche Ursachen dafür sind Temperatúrausdehnung, zu hohe Druckdifferenzen und Partikel innerhalb der Flüssigkeitsströmung.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch eine Verringerung der Porengröße die maximal erreichbare Wärmestromdichte erhöht werden kann. Allerdings wird dies durch eine Verringerung des Wärmedurchgangskoeffizienten erkauft. Dieser Zusammenhang wird für poröse Strukturen in LHPs auch durch die Arbeit von Kiseev et al. bestätigt [52].

Die Wärmedurchgangskoeffizienten der Verdampfer V4, V5 und V6 sind in Abb. 6.17 dargestellt. Sie sind deutlich niedriger als die der Verdampfer mit gröberen Strukturen (V1, V2 und V3). Die niedrigsten Wärmedurchgangskoeffizienten werden mit Verdampfer V4 gemessen, obwohl die poröse Struktur in V4 einen größeren mittleren Porenradius hat als die Strukturen in V5 und V6. Das liegt daran, dass die Struktur in V4 mit  $5 \text{ mm}$  deutlich dicker ist als die beiden anderen Strukturen ( $V5 = 1 \text{ mm}$ ,  $V6 = 0.1 \text{ mm}$ ). Dies beeinflusst, wie bereits erwähnt, den Wärmedurchgangskoeffizienten negativ. Der Verdampfer V6 erreicht daher trotz des geringsten mittleren Porenradiuses von nur  $1 \mu\text{m}$  über den gesamten Messbereich einen höheren Wärme-



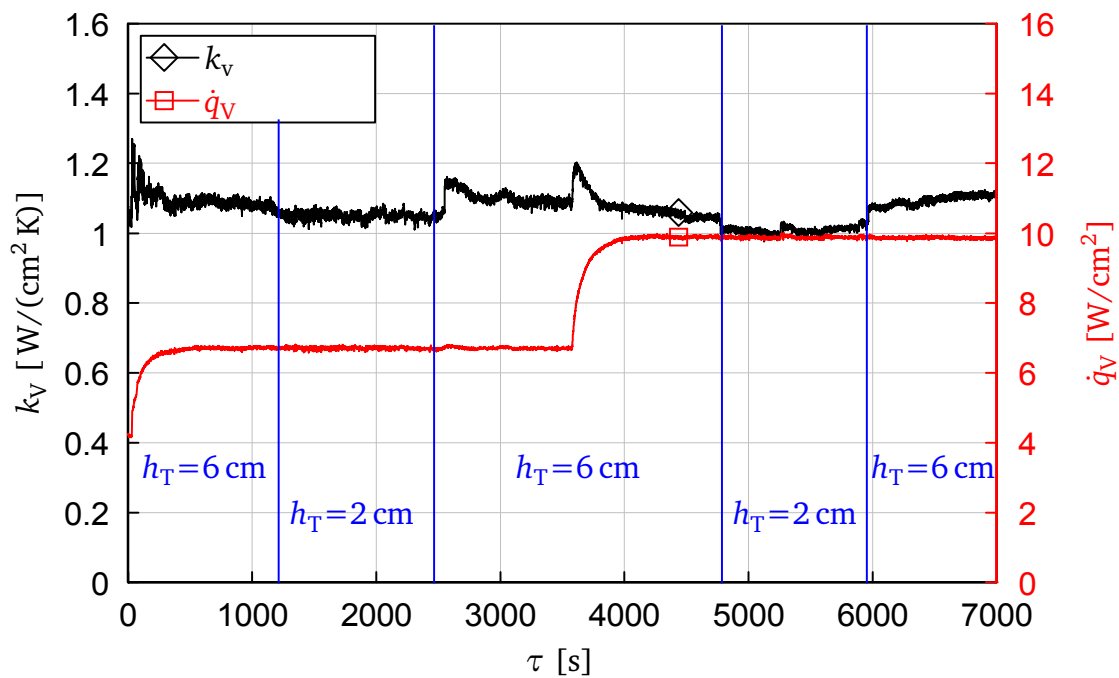
**Abb. 6.17:** Verdampfer Wärmedurchgangskoeffizienten über der Wärmestromdichte

durchgangskoeffizienten als Verdampfer V4. Grund dafür ist die deutlich geringere Dicke der porösen Struktur.

Die Siliziumstruktur, die in Verdampfer V6 eingesetzt wird, könnte für zukünftige Wärmeübertragungssysteme, die sehr hohe Wärmestromdichten erreichen sollen, von großem Interesse sein. Dank ihrer geringen Porengröße bietet sie die mit Abstand höchste erreichbare Kapillarkraft, wodurch eine hohe maximale Wärmestromdichte erreicht werden kann. Die Kanäle innerhalb der Struktur sind gerade und nicht wie in den anderen Strukturen kurvig, dies erhöht laut Zou und Cheng [57] die kapillare Pumpleistung von porösen Strukturen. Gleichzeitig kann mit der Siliziumstruktur ein relativ hoher Wärmedurchgangskoeffizient erreicht werden, da die Struktur sehr dünn ist. Zunächst muss es jedoch gelingen, das Problem der geringen Festigkeit der Struktur zu lösen.

### 6.2.3 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss der Tankhöhe

Der Brennstoffverbrauch des geplanten Mikroenergiewandlers führt zu einem mit der Zeit sinkenden Flüssigkeitsspiegel im Tank. Der Einfluss des sinkenden Flüssigkeitsspiegels auf den Verdampfer-Wärmedurchgangskoeffizienten wird untersucht, indem die Tankhöhe im Laufe eines Versuchs um 4 cm variiert wird. Die Differenz von 4 cm entspricht der Gesamthöhe des verwendeten Tanks, somit deckt der Versuch die Grenzwerte eines vollständig gefüllten und eines leeren Tanks ab. In Abb. 6.18 sind Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmestromdichte für den Versuch mit Verdampfer V4 über der Zeit aufgetragen. Der Tank wird bei zwei unterschiedlichen



**Abb. 6.18:** Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmestromdichte über der Zeit mit Verdampfer V4. Variation der Tankhöhe

Wärmestromdichten ( $6.8$  und  $9.9 \text{ W/cm}^2$ ) jeweils von einer Tankhöhe von  $h_T = 6 \text{ cm}$  auf  $h_T = 2 \text{ cm}$  abgesenkt und wieder erhöht. Die Tankhöhe ist definiert als Höhe der Flüssigkeitsoberfläche im Tank relativ zum höchsten Punkt des Verdampfers. In beiden Fällen scheint die Absenkung des Tanks den Wärmedurchgangskoeffizienten geringfügig negativ zu beeinflussen. Allerdings ist diese Änderung in der Größenordnung der Messungenauigkeit, die für den betrachteten Versuch bis zu  $\pm 0.06 \text{ W/(cm}^2 \text{ K)}$  beträgt. Daher kann keine klare Aussage getroffen werden, ob die Tankhöhe die Wärmeübertragungsleistung überhaupt beeinflusst.

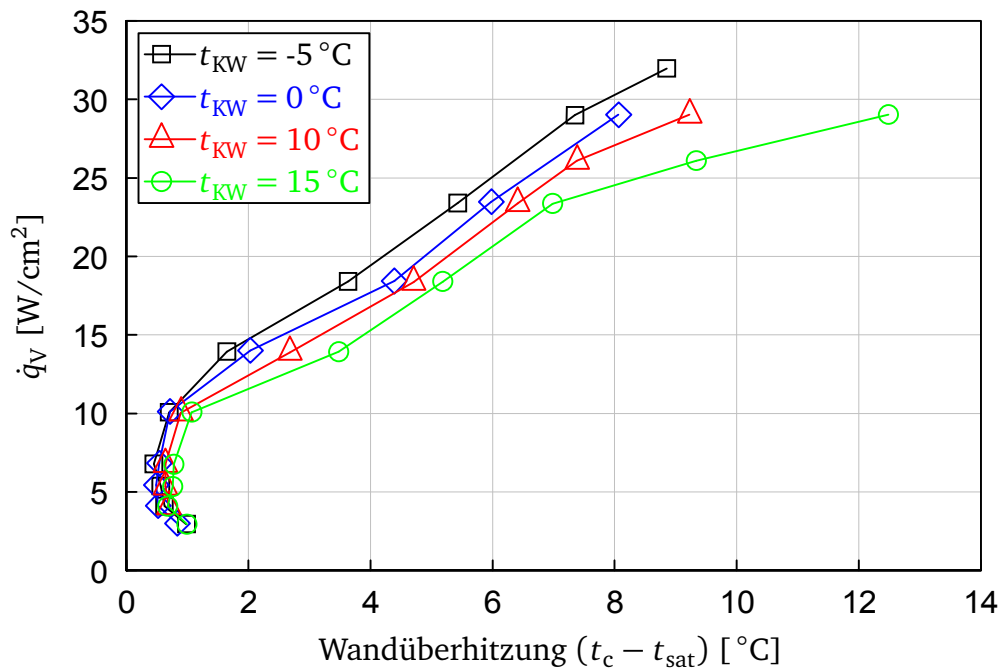
Es werden auch Versuche mit verschiedenen Tankgrößen ( $110 \text{ cm}^3$ ,  $200 \text{ cm}^3$ ) und Flüssigkeitsvolumina im System durchgeführt. Dabei kann kein Einfluss des Flüssigkeitsvolumens auf die Wärmeübertragungsleistung festgestellt werden.

Den Ergebnissen nach kann davon ausgegangen werden, dass der Verbrauch von Brennstoff keine Auswirkung auf die Wärmeübertragungsleistung des Wärmeübertragersystems mit poröser Struktur hat.

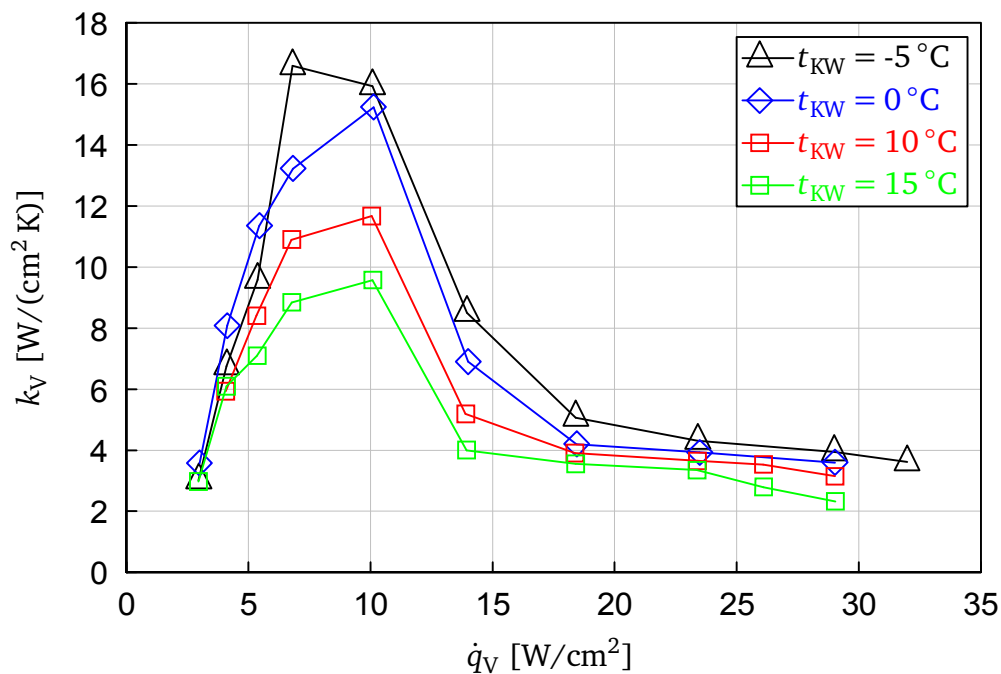
#### 6.2.4 Wärmeübertragungsleistung - Einfluss der Kondensatortemperatur

In Abb. 6.19 ist die Wärmestromdichte ( $\dot{q}_V$ ) des Verdampfers V3 über der Wandüberhitzung aufgetragen. In den vier dargestellten Versuchen wird die Temperatur des Kühlwassers, welches die beiden Kühlblöcke durchfließt, variiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Wandüberhitzung





**Abb. 6.19:** Wärmestromdichten über Wandüberhitzung für Verdampfer V3 bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen



**Abb. 6.20:** Wärmedurchgangskoeffizient über Wärmestromdichte für Verdampfer V3 bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen

---

mit steigender Kühlwassertemperatur deutlich zunimmt. Die höchste Wärmestromdichte von  $\dot{q}_V = 32 \text{ W/cm}^2$  wird nur bei der niedrigsten Kühlwassertemperatur von  $t_{KW} = -5 \text{ °C}$  erreicht, bei höheren Kühlwassertemperaturen trocknet die poröse Struktur des Verdampfers bei dieser Wärmestromdichte bereits aus. In Abb. 6.20 sind die entsprechenden Wärmedurchgangskoeffizienten über der Wärmestromdichte abgebildet. Durch das Absenken der Kühlwassertemperatur um  $20 \text{ °C}$  steigt der Wärmedurchgangskoeffizient um bis zu 100 % an.

Eine niedrigere Kühlwassertemperatur führt zu einer stärkeren Unterkühlung der Flüssigkeit im Kondensator. Dadurch kann das Fluid beim Durchströmen der porösen Struktur mehr Wärme aufnehmen, bevor der Phasenwechsel einsetzt. Die Folge ist, dass ein geringerer Anteil der Flüssigkeit innerhalb der porösen Struktur verdampft und ein größerer Teil die Kontaktfläche zwischen poröser Struktur und Dampfabzugskanälen erreicht. Der Einfluss auf die Verdampferleistung durch das Absenken der Kühlwassertemperatur ist daher mit der bereits beschriebenen Verringerung der Dicke der porösen Struktur vergleichbar. Die Kühlwassertemperatur beeinflusst die Wärmemenge, die die Flüssigkeit beim Durchströmen der porösen Struktur aufnehmen kann. Die Dicke der porösen Struktur wiederum beeinflusst die Wärmemenge die an die Flüssigkeit beim Durchströmen übertragen wird.

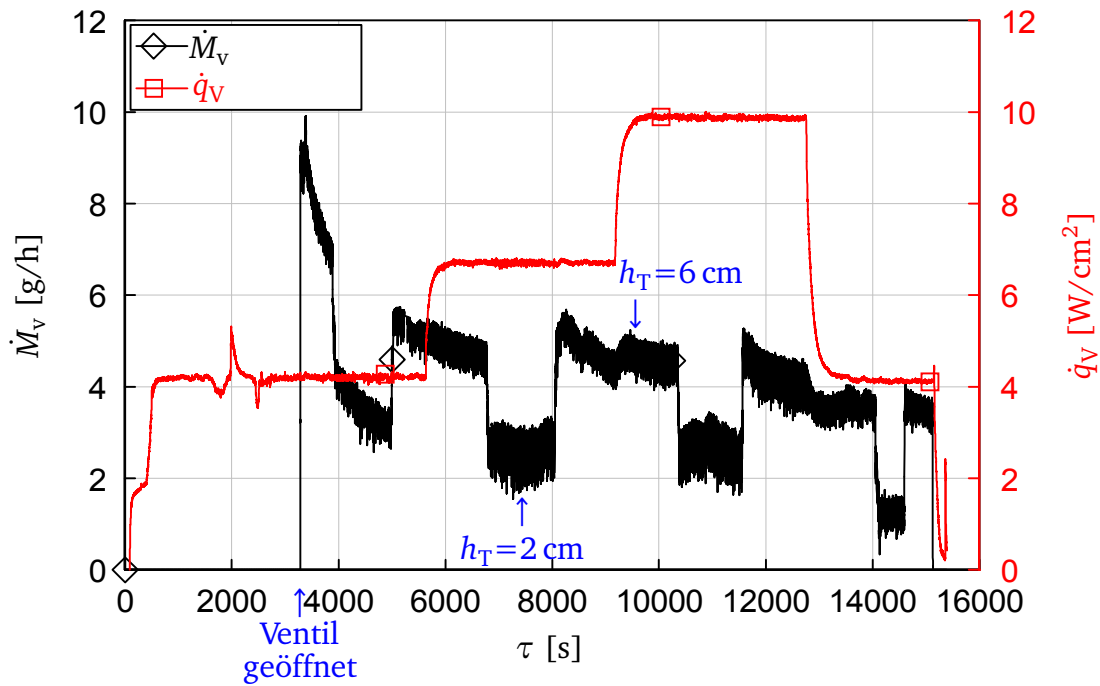
---

### 6.2.5 Dampfversorgung

---

Das Wärmeübertragungssystem soll einen Dampfmassenstrom von bis zu 9 g/h zur Versorgung der Mikrobrennkammer bereitstellen können. Um zu untersuchen, ob das Wärmeübertragungssystem diese Anforderung erreicht, wird es als offenes System betrieben. Der vom Wärmeübertragungssystem entnommene Dampfmassenstrom strömt durch den Massenstromregler und wird im Sammel-tank aufgefangen.

In Abb. 6.21 sind der Dampfmassenstrom und die zugeführte Wärmestromdichte über der Zeit für einen Versuch mit Verdampfer V4 dargestellt. Der Verdampfer des Wärmeübertragungssystems wird zunächst auf Siedetemperatur aufgeheizt. Zum Zeitpunkt  $t = 3200 \text{ s}$  wird das Ventil des Massenstromreglers vollständig geöffnet und verbleibt in dieser Stellung bis zum Ende des Versuchs. Dementsprechend wird der Dampfmassenstrom in diesem Versuch zwar gemessen, aber nicht durch die Veränderung der Ventilöffnung geregelt. Direkt nach dem Öffnen des Ventils wird ein Massenstrom von ca. 9 g/h gemessen, der jedoch bis zum Zeitpunkt  $t = 3900 \text{ s}$  stetig abnimmt. Diese kontinuierliche Abnahme des Dampfmassenstroms hängt mit der Abnahme der Flüssigkeitsmenge im Tank zusammen. Mit dem Absinken des Flüssigkeitsspiegels im Tank sinkt der Anteil des hydrostatischen Drucks an dem Gesamtdruck innerhalb des Verdampfers. Dieser Einfluss des Flüssigkeitsspiegels auf den Dampfmassenstrom kann auch durch das mehrmalige Verändern der Tankhöhe innerhalb des Versuchs bestätigt werden. Die sprunghaften Änderungen des Massenstroms (siehe Abb. 6.21) sind jeweils auf eine Änderung der Tankhöhe von  $h_T = 6 \text{ cm}$  auf 2 cm und umgekehrt zurückzuführen.

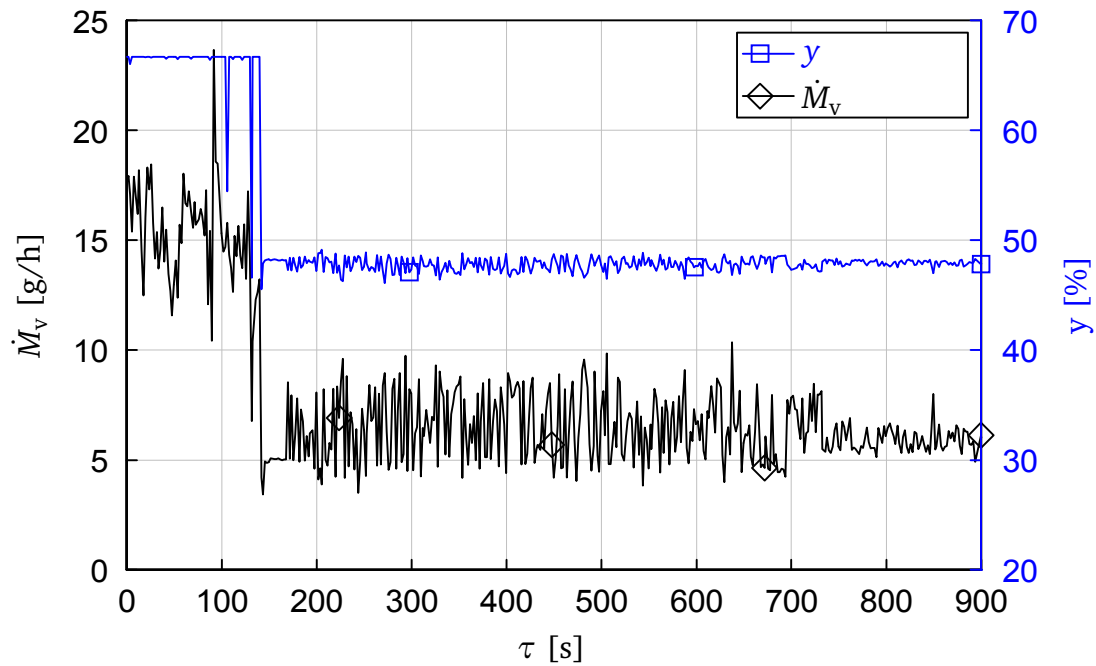


**Abb. 6.21:** Dampfmassenstrom und Wärmestromdichte über der Zeit für Verdampfer V4. Ventil des Massenstromreglers vollständig geöffnet, Variation der Tankhöhe ( $h_T = 2$  cm und  $h_T = 6$  cm)

Die dem Verdampfer zugeführte Wärmestromdichte wird während dem Versuch schrittweise von  $4.1 \text{ W/cm}^2$  auf  $6.7 \text{ W/cm}^2$  und dann auf  $10.0 \text{ W/cm}^2$  erhöht und schließlich wieder auf  $4.1 \text{ W/cm}^2$  abgesenkt. Diese Änderungen der Wärmestromdichte haben auf den mittleren Dampfmassenstrom kaum einen Einfluss. Mit steigender Verdampfer-Wärmestromdichte nimmt zwar der Kapillardruck, den die poröse Struktur aufbaut zu, doch dieser Anteil am Verdampfendruck ist offensichtlich gering.

Die Schwankungsbreite des Massenstroms dagegen nimmt mit steigender Wärmestromdichte zu. Dies wird in Abb. 6.21 vor allem zum Zeitpunkt  $\tau = 13000 \text{ s}$  bestätigt. Mit der Abnahme der Wärmestromdichte von  $10.0 \text{ W/cm}^2$  auf  $4.1 \text{ W/cm}^2$  sinkt die Schwankungsbreite des Massenstroms von ca.  $\pm 0.45 \text{ g/h}$  auf  $\pm 0.3 \text{ g/h}$  und ist damit kleiner als 10 % des Massenstrom-Mittelwertes.

Die Abnahme des Dampfmassenstroms aufgrund des sinkenden Flüssigkeitsspiegels im Tank kann durch eine Regelung der Ventilöffnung des Massenstromreglers verhindert werden. In Abb. 6.22 sind die Öffnungsweite des Massenstromregler-Ventils  $y$  und der Dampfmassenstrom  $\dot{M}_v$  über der Zeit dargestellt. Bis zum Zeitpunkt  $\tau = 140 \text{ s}$  wird der Massenstrom auf  $16 \text{ g/h}$  geregelt, danach auf  $7 \text{ g/h}$ . Trotz des sinkenden Flüssigkeitsspiegels entspricht der Dampfmassenstrom im Mittel dem eingestellten Sollwert des Reglers. Zeitlich schwankt  $\dot{M}_v$  jedoch stark. Die Variation der Öffnungsweite des Ventils zeigt, dass der Massenstromregler auf die Schwankungen der Messgröße  $\dot{M}_v$  reagiert. Es gelingt allerdings nicht, mit dem Massenstromregler einen zeitlich



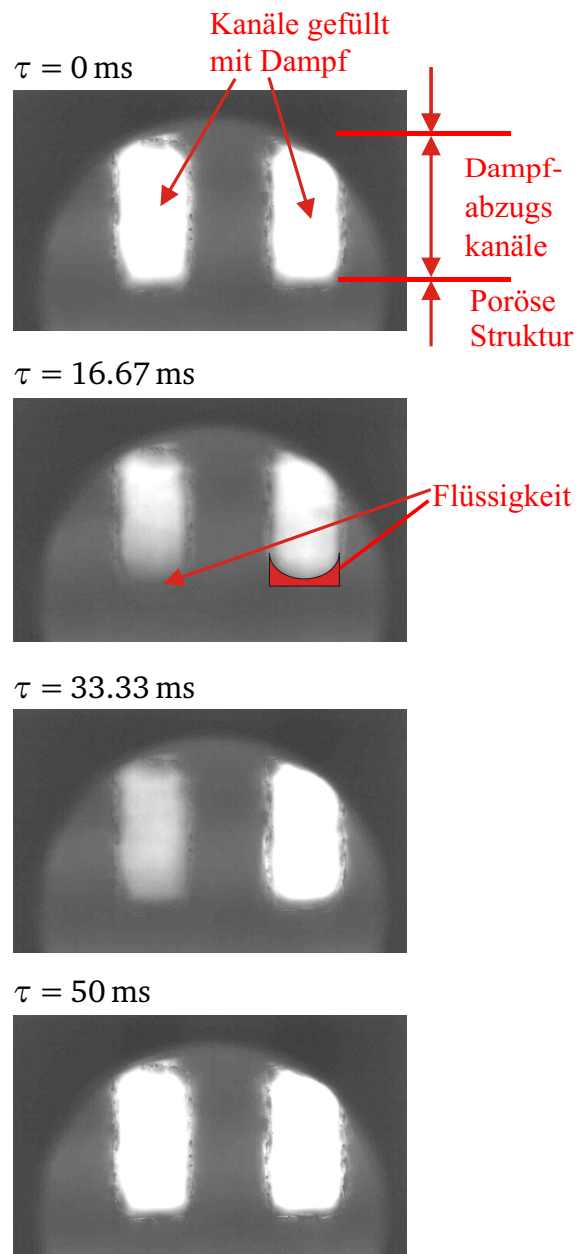
**Abb. 6.22:** Öffnungsweite des Massenstromregler-Ventils und Dampfmassenstrom über der Zeit für Verdampfer V1

konstanten Massenstrom einzuregeln, da die Geschwindigkeit, mit der die Öffnungsweite des Ventils auf die Abweichungen der Messgröße vom Sollwert reagiert, deutlich zu langsam ist. Der Massenstromregler misst und regelt technisch bedingt mit einer Frequenz von 2 Hz. Druckschwankungen, die für die Schwankungen des Massenstroms verantwortlich sind, treten jedoch mit Frequenzen von bis zu 10 Hz auf (siehe Kapitel 6.2.8). Die Regelung kann daher nicht die Schwankungen des Dampfmassenstroms ausgleichen.

## 6.2.6 Verdampfungsvisualisierung

Zwei Sichtfenster am Verdampfer V1 ermöglichen die Beobachtung von Verdampfungsphänomenen an der Kontaktfläche zwischen poröser Struktur und Dampfabzugskanälen. Eine Sequenz von Bildern, aufgenommen mit der Hochgeschwindigkeitskamera, ist in Abb. 6.23 zu sehen. Zwei Dampfabzugskanäle befinden sich innerhalb des Sichtfelds der Kamera. Der periodische Verdampfungsprozess kann folgendermaßen beschrieben werden:

- $\tau = 0$  ms: Beide Kanäle sind mit Dampf gefüllt.
- $\tau = 16.67$  ms: Flüssigkeit benetzt die Kanalwände. Flüssigkeitsmenisken können an der Kontaktfläche zwischen poröser Struktur und Dampfabzugskanälen beobachtet werden.
- $\tau = 33.33$  ms: Die Flüssigkeitsmenge in den Kanälen nimmt ab.



**Abb. 6.23:** Periodisches Benetzen der Dampfabzugskanäle mit Flüssigkeit bei einer zugeführten Wärmestromdichte von  $\dot{q}_V = 10 \text{ W/cm}^2$

- $\tau = 50 \text{ ms}$ : Es kann keine Flüssigkeit mehr in den Kanälen beobachtet werden. Die Kanäle sind, wie zum Zeitpunkt  $\tau = 0 \text{ ms}$ , ausschließlich mit Dampf gefüllt.

Die Temperatur der Dampfabzugskanäle beträgt während dieser Messung  $t_c = 67.7^\circ\text{C}$ , sie ist somit  $3.5^\circ\text{C}$  höher als die Sättigungstemperatur des Methanols. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass zumindest ein Teil der Flüssigkeit, die die Kanalwände benetzt, verdampft. Die Bilder zeigen, dass der Phasenwechsel Flüssigkeit/Dampf nicht nur in der porösen Struktur des Verdampfers, sondern auch in den Dampfabzugskanälen stattfindet. Dieser oszillatorische Benetzungsvorgang mit einer Frequenz von 3 bis 10 Hz tritt jeweils in allen Kanälen gleichzeitig auf und kann ab einer Wärmestromdichte von  $\dot{q}_V = 4 \text{ W/cm}^2$  beobachtet werden.

---

### 6.2.7 Oszillationen

---

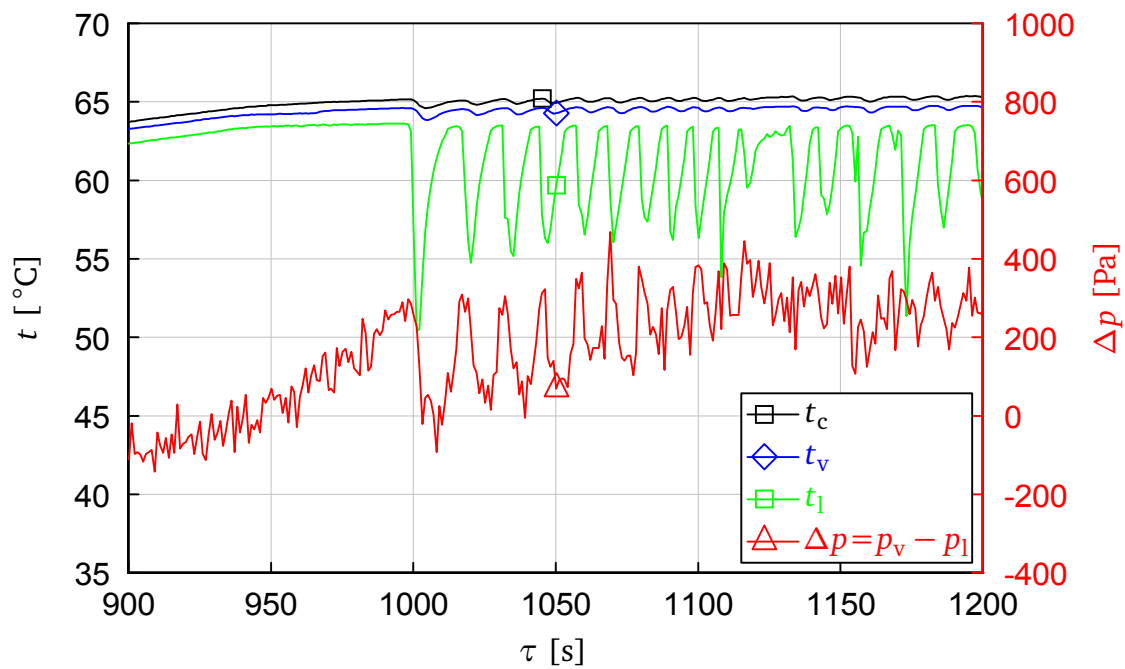
Neben den Meniskenoszillationen, die erst bei höheren Wärmestromdichten beobachtet werden, treten Druck- und Temperaturoszillationen unter allen untersuchten experimentellen Bedingungen in dem Wärmeübertragungssystem auf.

In Abb. 6.24 sind Temperatur- und Druckoszillationen im Verdampfer V1 bei einer geringen Wärmestromdichte von  $2 \text{ W/cm}^2$  während des Anfahrvorgangs zu sehen. Mit dem Annähern der im Verdampfer gemessenen Temperaturen ( $t_c$ ,  $t_v$ ) an die Sättigungstemperatur ( $t_{\text{sat}} = 64.2^\circ\text{C}$ ) steigt der Differenzdruck  $\Delta p$  zwischen Dampfabzugskanälen und Flüssigkeitskammer wegen des Kapillardrucks an und das Fluid beginnt in den Kreisläufen zu zirkulieren.

Zum Zeitpunkt  $\tau = 1000 \text{ s}$  fällt die Temperatur  $t_l$ , die in der Flüssigkeitskammer gemessen wird sowie der Differenzdruck plötzlich ab. 18 Sekunden später steigen  $t_l$  und der Differenzdruck wieder auf ihre alten Werte an, fallen jedoch kurz darauf erneut ab. Im Verlauf des Anfahrvorgangs steigen die Frequenzen dieser Oszillationen an, während die Amplitude abnimmt. Bei Wärmestromdichten  $> 4 \text{ W/cm}^2$  liegen die Frequenzen der Druck- und Temperaturoszillationen in der gleichen Größenordnung wie die Meniskenoszillationen (3 bis 10 Hz).

Beobachtungen der Flüssigkeitskammer ergeben, dass ein Temperaturabfall in dem Moment auftritt, wenn eine Gas-/Dampfblase die Flüssigkeitskammer in Richtung Kondensator B verlässt. Diese Blasen entstehen in der Flüssigkeitskammer schon bei Temperaturen unterhalb der Sättigungstemperatur. Daher wird davon ausgegangen, dass die Blasen bei geringen Verdampfer-Wärmestromdichten hauptsächlich aus nichtkondensierbaren Gasen bestehen. Immer wenn eine Blase die Flüssigkeitskammer verlässt, wird ihr Volumen durch kalte Flüssigkeit aus den beiden Kreisläufen ersetzt, wodurch die in der Flüssigkeitskammer gemessene Temperatur  $t_l$  abfällt. Auch die Temperaturen, die auf der anderen Seite der porösen Struktur gemessen werden ( $t_c$ ,  $t_v$ ), werden durch dieses Einströmen von kalter Flüssigkeit beeinflusst (Abb. 6.24).

Gai et al. [17] beobachteten drei Arten von Temperaturoszillationen mit unterschiedlichen Frequenzen und Amplituden in einer Miniatur-LHP. Auch sie stellten einen Zusammenhang zwi-

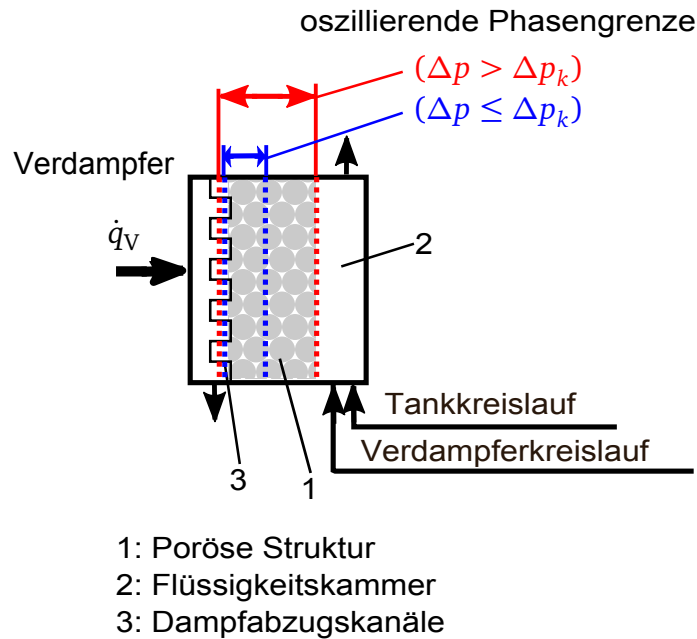


**Abb. 6.24:** Temperaturen und Differenzdruck im Verdampfer V1 während des Anfahrvorgangs

schen Temperaturosillationen und der Frequenz von Dampfblasen, die in der Ausgleichskammer auftreten, fest.

Der Druckabfall während des Anfahrvorgangs ist eine Folge des Temperaturabfalls. Der Verdampfer wird durch die kalte Flüssigkeit abgekühlt, dadurch sinken der Dampfmassenstrom und der Kapillardruck plötzlich. Durch die Aufnahme von Wärme steigt die Temperatur der Flüssigkeit und damit auch des Verdampfers an, wodurch auch die Verdampfungsrate und der Kapillardruck wieder zunehmen. Der beschriebene Zusammenhang kann nur für die Dauer des Anfahrvorgangs durch die Bilder der Hochgeschwindigkeitskamera bestätigt werden. Bei höheren Wärmestromdichten ist die Blasenfrequenz so groß, dass einzelnen Blasen nicht mehr auf den Bildern zu erkennen sind. Dennoch wird angenommen, dass die Temperaturosillationen als Folge der Blasenbildung für Drucksosillationen über den gesamten Betriebsbereich verantwortlich sind.

Je nachdem, ob die Drucksosillationen die Kapillardruckdifferenz, die die poröse Struktur aufbaut, überschreiten oder nicht, kann das Betriebsverhalten des Verdampfers in zwei Zustände unterteilt werden (siehe Abb. 6.25). Sind die Druckschwankungen zwischen Dampfanzugskanälen und Flüssigkeitskammer kleiner oder gleich dem maximalen Kapillardruck ( $\Delta p \leq p_{k,max}$ ), so bleibt die poröse Struktur stets mit Flüssigkeit benetzt. Zeitweise kann die Flüssigkeit sogar die Kanalstruktur benetzen, wie die Bilder der Hochgeschwindigkeitskamera zeigen (Abb. 6.23). Wenn die Druckschwankungen den Kapillardruck übersteigen ( $\Delta p > p_{k,max}$ ), dringt Dampf durch



**Abb. 6.25:** Unterscheidung der Betriebszustände nach Amplitude der Druckschwankungen

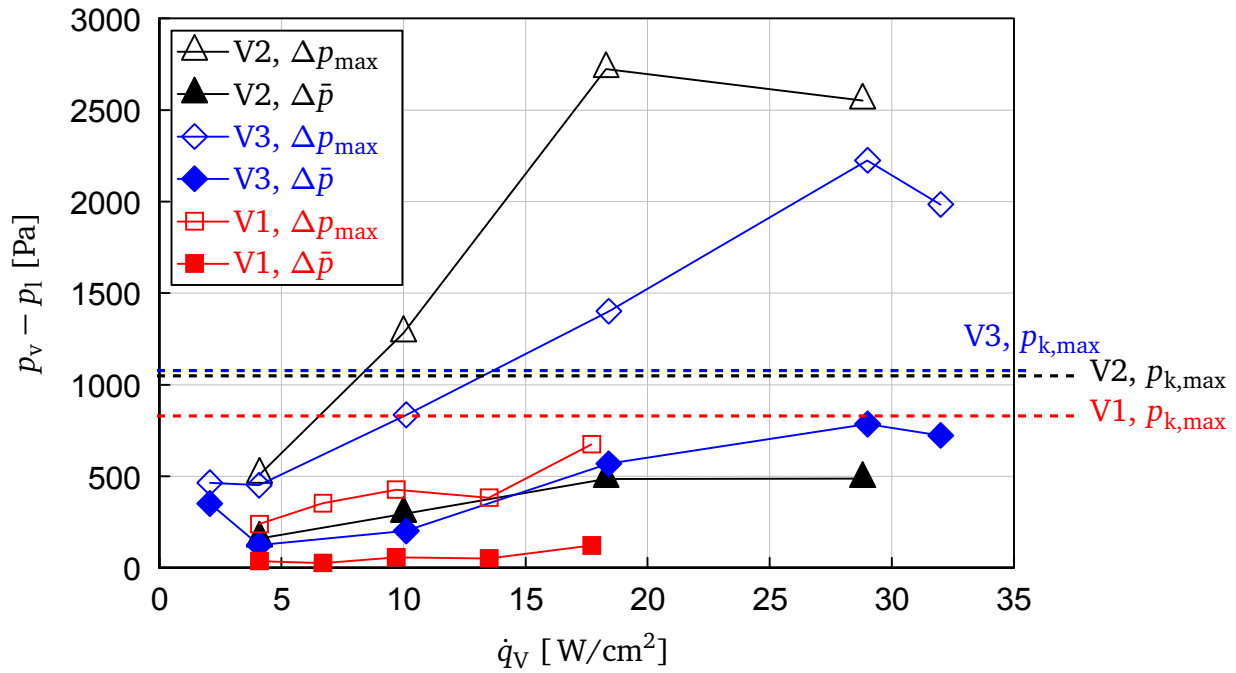
die poröse Struktur hindurch in die Flüssigkeitskammer. Die Phasengrenze wird dabei periodisch aus der porösen Struktur in die Flüssigkeitskammer verdrängt.

In Abb. 6.26 sind der Verlauf der mittleren Druckdifferenz  $\Delta \bar{p}$  und der höchsten gemessenen Druckdifferenz  $\Delta p_{\max}$  über der Wärmestromdichte für die untersuchten Verdampfer aufgetragen. Die mittlere Druckdifferenz  $\Delta \bar{p}$  jedes Verdampfers ist stets kleiner als der maximale Kapillardruck  $p_{k,\max}$ , den die poröse Struktur aufbauen kann (dargestellt durch die gestrichelten Linien). Da der Kapillardruck für die Fluidzirkulation in dem Verdampferkreislauf verantwortlich ist, kann die mittlere Druckdifferenz den maximalen Kapillardruck nicht überschreiten, da dies die allgemeine Bedingung für die Arbeitsfähigkeit eines kapillar gepumpten Systems (Gl. 3.1) verletzen würde.

Für die Druckschwankungen gilt dieser Zusammenhang jedoch nicht. Während die Schwingungsbreite in Verdampfer V1 nur bei hohen Wärmestromdichten in der Größenordnung des Kapillardrucks der porösen Struktur liegen, arbeiten Verdampfer V2 und V3 bereits bei niedrigen Wärmestromdichten im Bereich  $\Delta p_{\max} > p_{k,\max}$ . Die poröse Struktur in V1 verursacht aufgrund ihrer Dicke einen wesentlich höheren Druckverlust als die dünneren porösen Strukturen in V2 und V3. Dies scheint sich dämpfend auf die Druckschwankungen auszuwirken.

Mit V2 werden deutlich größere Druckschwankungen als mit V3 gemessen, obwohl in beiden Verdampfern die gleiche poröse Struktur enthalten ist. Vermutlich liegt das an der deutlich höheren Wandüberhitzung, die im Verdampfer V2 gegenüber V3 aufgrund der unterschiedlichen Kanalstruktur auftritt (siehe Abb. 6.13). Eine höhere Wandüberhitzung im Verdampfer führt im Falle eines Benetzungsvorgangs der Kanalstruktur zu einer höheren Verdampfungsrate und somit zu einem stärkeren Druckanstieg.





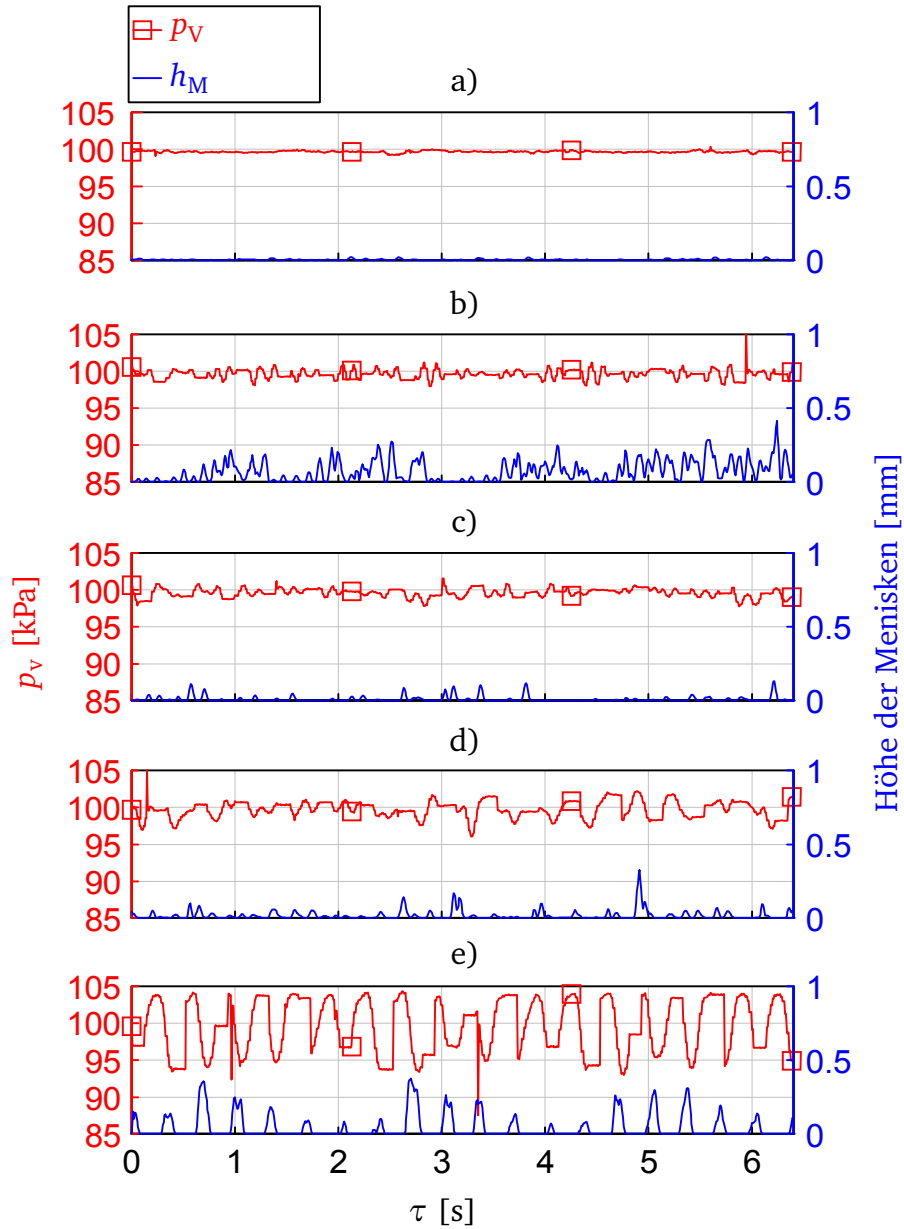
**Abb. 6.26:** Mittlere ( $\Delta \bar{p}$ ) und maximale Druckdifferenz ( $\Delta p_{\max}$ ) zwischen Dampfabzugskanälen und Flüssigkeitskammer für verschiedene Verdampfer

Wie bereits erwähnt, kann die Phasengrenze durch die Druckschwankungen von den Dampfabzugskanälen in die Flüssigkeitskammer verschoben werden. Durch das Übertreten des Dampfes sinkt die Druckdifferenz zwischen Dampfabzugskanälen und Flüssigkeitskammer. Der Dampf kondensiert in der Flüssigkeitskammer oder verlässt die Kammer durch den Tankkreislauf. Die poröse Struktur wird daraufhin erneut mit Flüssigkeit benetzt. Bei diesem schnellen Benetzungsvorgang gelangt ein Teil der Flüssigkeit durch die poröse Struktur in die Dampfabzugskanäle. Diese sehr plötzlich verdampfende Flüssigkeitsmenge sorgt für einen erneuten Druckanstieg, der wiederum den Kapillardruck überschreiten kann.

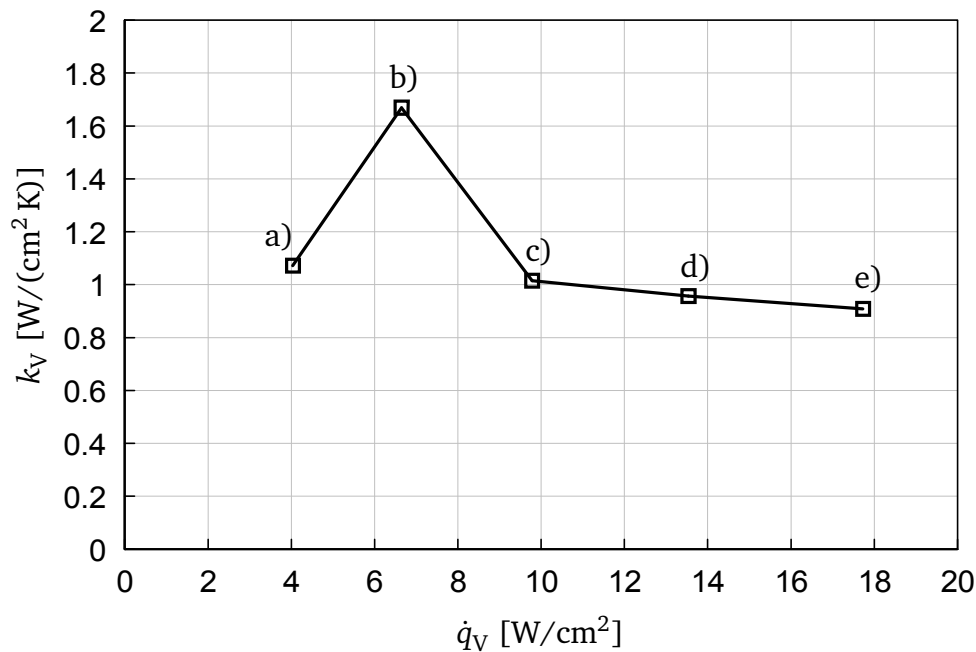
Der bei niedrigen Wärmestromdichten gemessene maximale Wärmedurchgangskoeffizient von  $16.5 \text{ W}/(\text{cm}^2 \text{ K})$  ist gegenüber konventionellen kapillar gepumpten Systemen (Heat Pipes, CPLs, LHPs) extrem hoch. Nach Wissen des Autors der vorliegenden Arbeit beträgt der bisherige Rekordwert  $7.8 \text{ W}/(\text{cm}^2 \text{ K})$  bei einer Wärmestromdichte von  $21.2 \text{ W}/\text{cm}^2$ , gemessen für eine Ammoniak LHP [61]. Es wird angenommen, dass die beobachtete periodische Benetzung der Dampfabzugskanäle der Grund für den hohen Wärmedurchgangskoeffizienten ist.

### 6.2.8 Einfluss des Wärmestroms auf die Oszillationen

Die Amplitude und die Frequenz der Oszillationen hängt von der zugeführten Wärmestromdichte ab. In Abb. 6.27 sind der Druck  $p_v$  und die Höhe der Flüssigkeitsmenisken in den Dampfabzugskanälen für fünf unterschiedliche Wärmestromdichten dargestellt. Die Höhe der Flüssigkeits-



**Abb. 6.27:** Druck- und Meniskenoszillationen in den Dampfabzugskanälen von Verdampfer V1 bei unterschiedlichen Wärmestromdichten. a)  $\dot{q}_V = 4.1 \text{ W/cm}^2$ , b)  $\dot{q}_V = 6.7 \text{ W/cm}^2$ , c)  $\dot{q}_V = 9.7 \text{ W/cm}^2$ , d)  $\dot{q}_V = 13.5 \text{ W/cm}^2$ , e)  $\dot{q}_V = 17.7 \text{ W/cm}^2$

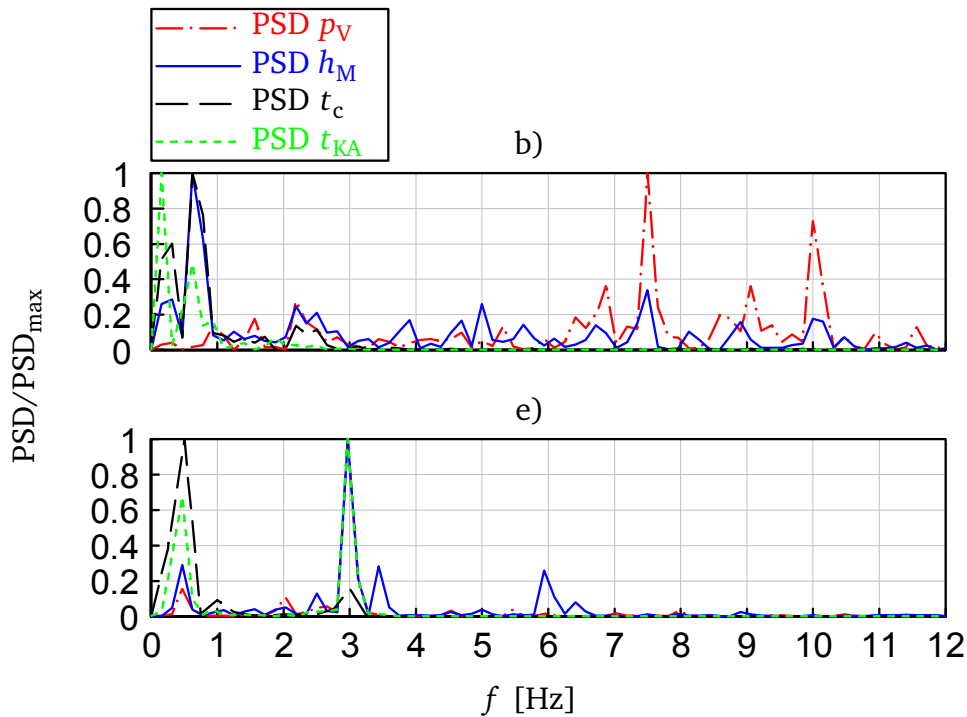


**Abb. 6.28:** Wärmedurchgangskoeffizient über Wärmestromdichte

menisken wird dabei aus Bildern der Hochgeschwindigkeitskamera ermittelt (siehe Kapitel 6.1.4). Die Skala der y-Achse entspricht der Gesamthöhe der Dampfabzugskanäle in Verdampfer V1 (1 mm). Bei einer Wärmestromdichte von  $4.1 \text{ W/cm}^2$  (a) ist die Amplitude der Druckoszillationen vergleichsweise gering ( $< 1000 \text{ Pa}$ ) und die Schwankungen lassen keine Regelmäßigkeit erkennen. Flüssigkeitsmenisken lassen sich schon bei diesen geringen Wärmestromdichten in den Dampfabzugskanälen beobachten, aber ihre maximale Steighöhe beträgt nur  $0.1 \text{ mm}$ . Die Frequenz der Meniskenoszillationen liegt bei ca.  $8 \text{ Hz}$ .

Bei einer Wärmestromdichte von  $6.7 \text{ W/cm}^2$  (b) beträgt die Amplitude der Druckoszillationen bis zu  $2500 \text{ Pa}$ , die Oszillationen sind noch immer relativ unregelmäßig. Die Flüssigkeitsmenisken steigen bis zu einer Höhe von  $0.3 \text{ mm}$  in die Dampfabzugskanäle hinein, die Frequenz der Meniskenoszillationen beträgt ca.  $10 \text{ Hz}$ . Mit steigender Wärmestromdichte nimmt die Amplitude der Druckoszillationen weiter zu. Bei der höchsten Wärmestromdichte von  $17.7 \text{ W/cm}^2$  (e) treten Druckoszillationen mit einer Amplitude von bis zu  $5000 \text{ Pa}$  auf. Diese Oszillationen sind viel regelmäßiger als die bei geringeren Wärmestromdichten, ihre Frequenz ist dagegen sehr viel geringer (ca.  $3 \text{ Hz}$ ). Bei dieser hohen Wärmestromdichte kann eine eindeutige Korrelation zwischen den Oszillationen von Druck und Flüssigkeitsmenisken beobachtet werden. Die Flüssigkeitsmenisken steigen in den Kanälen an, wenn ein Druckabfall stattfindet. Die Amplituden der Oszillationen des Drucks  $p_v$  sind deutlich größer als die Amplituden der Oszillationen von  $p_v - p_1$  (siehe Abb. 6.26) die bei V1 unterhalb von  $1000 \text{ Pa}$  liegen.

In Abb. 6.28 sind die Wärmedurchgangskoeffizienten für die Messpunkte (a) bis (e) über der Wärmestromdichte aufgetragen. Der höchste Wärmedurchgangskoeffizient wird für Punkt (b) ( $\dot{q}_v = 6.7 \text{ W/cm}^2$ ) gemessen. Die größte Meniskenamplitude und -frequenz hat somit auch



**Abb. 6.29:** Spektrale Leistungsdichte (PSD) für Druck, Meniskenhöhe, Verdampfer- und Kondensatortemperatur bei den Messpunkten b)  $\dot{q}_V = 6.7 \text{ W/cm}^2$  und e)  $\dot{q}_V = 17.7 \text{ W/cm}^2$

den höchsten Wärmedurchgangskoeffizienten zur Folge. Dies bestätigt die Vermutung, dass die Flüssigkeitsbenetzung der Kanalwände die Wärmetransportleistung des Verdampfers positiv beeinflusst. Auch der starke Einfluss der Dampfabzugskanalstruktur auf den Wärmedurchgangskoeffizienten lässt sich durch diese Beobachtungen erklären (siehe Kapitel 6.2.2). Die Struktur, die eine größere Kontaktfläche zu der porösen Struktur aufweist, wird periodisch mit einer größeren Menge an Flüssigkeit benetzt, was zu höheren Wärmedurchgangskoeffizienten führt.

In Abb. 6.29 sind die spektrale Leistungsdichte (PSD)<sup>1</sup> für die Messpunkte (b) und (e) aufgetragen. Neben der PSD des Drucks im Verdampfer (PSD  $p_V$ ) und der Meniskenhöhe (PSD  $h_M$ ), sind auch die PSDs der Temperaturen im Verdampfer (PSD  $t_c$ ) und im Kondensator A (PSD  $t_{KA}$ ) aufgetragen. Die Signale sind mit einer Welch-Fensterfunktion gewichtet und auf Werte zwischen 0 und 1 normiert.

Im Messpunkt (b) haben die PSDs der Temperaturen und der Meniskenhöhe ihr Maximum bei 0.6 Hz. Die Übereinstimmung der Frequenzen deutet auf einen Zusammenhang der Messgrößen hin. Die Meniskenoszillationen beeinflussen die Verdampfungsrate und somit auch die Temperaturen im Verdampfer und im Kondensator A. Die PSD des Drucks weist Maxima bei den Frequenzen 7.5 Hz und 10 Hz auf. Auch die PSD der Meniskenhöhe zeigt bei diesen Frequenzen erhöhte Werte, während die PSDs der Temperaturen gegen Null gehen. Dies schließt jedoch einen Zusammenhang zwischen Druck-, Menisken- und Temperaturosillationen bei hohen Fre-

<sup>1</sup> Details im Anhang

quenzen nicht aus, da die Thermoelemente einer vergleichsweise hohen thermischen Trägheit unterliegen. Der Hersteller gibt für die Thermoelemente eine Ansprechzeit von 0.1 s im Medium Wasser an, um 90 % der Differenz eines Temperaturwechsels des Mediums anzuzeigen [12]. In dem vorliegenden Fall stehen die Thermoelemente jedoch nicht in direktem Kontakt mit dem Fluid, sie sind in der Verdampferwand, bzw. in der Kondensatorwand eingelötet. Dies erhöht die Ansprechzeit zusätzlich. Eventuell vorhandene hochfrequente Temperaturoszillationen, die mit den Druckoszillationen zusammenhängen, sind daher kaum zu erfassen.

Im Messpunkt (e) ist eine noch stärkere Korrelation der verschiedenen Messgrößen zu erkennen. Die Maxima von drei der vier PSDs liegen bei etwa  $f = 3$  Hz. Ein deutlicher Zusammenhang zwischen den Oszillationen von Druck, Meniskenhöhe und Temperatur ist zu erkennen. Die Oszillationen bei einer Wärmestromdichte von  $17.7 \text{ W/cm}^2$  (e) unterscheiden sich in Amplitude und Frequenz deutlich von den Oszillationen bei niedrigen Wärmestromdichten (a–d). Während die Oszillationen bei niedrigen Wärmestromdichten vermutlich ein Resultat der Temperaturoszillationen in der Flüssigkeitskammer sind, könnten die Oszillationen bei hohen Wärmestromdichten durch den Transport von Dampf durch die poröse Struktur ausgelöst werden. Entsprechend Abb. 6.26 sind die Oszillationen des Differenzdrucks im Verdampfer V1 bei hohen Wärmestromdichten in der Größenordnung des Kapillardrucks oder sogar darüber. Dies kann zu einem periodischen Austrocknen und Wiederbenetzen der porösen Struktur führen.

Immer wenn ein starker Druckabfall ( $p_{\text{umg}} - p_v > 3000 \text{ Pa}$ ) im Betriebszustand (e) stattfindet, fließt das Fluid in der Dampfleitung und in der Flüssigkeitsleitung gleichzeitig in Richtung Kondensator A. Daraus kann abgeleitet werden, dass Kondensator A zu diesem Zeitpunkt der Ort des niedrigsten Drucks im System ist. Der Kondensator zieht gleichzeitig Dampf durch die Dampfleitung, als auch Flüssigkeit durch die Flüssigkeitsleitung an. Es stellt sich also periodisch eine Strömungsumkehr im Bereich zwischen Kondensator A und Flüssigkeitskammer ein.

Der Grund für den plötzlichen Druckabfall im Kondensator A könnte ein diskontinuierlicher Kondensationsprozess sein. Ein plötzliches Kondensieren von einer großen Menge Dampf führt zu einer Volumenabnahme und verursacht somit den beobachteten Druckabfall. Muraoka et al. konnten zeigen, dass ein stabiler Betrieb einer CPL ohne Druckschwankungen durch das Einbringen einer porösen Struktur in den Kondensator erreicht werden kann [67].

Nach Hamdan werden Oszillationen in einer LHP durch überhitzte Flüssigkeit unterhalb der Dampf-Flüssigkeit-Grenzfläche ausgelöst [23]. In der überhitzten Flüssigkeit entstehen laut Hamdan Dampfblasen. Das Kollabieren dieser Blasen soll die Oszillationen verursachen. Die Meniskensoszillationen, die in der vorliegenden Arbeit beobachtet werden, treten bereits bei Wandtemperaturen knapp oberhalb der Sättigungstemperatur auf ( $t_c - t_{\text{sat}} < 1^\circ \text{C}$ ). Blasensieden ist bei dieser niedrigen Wandüberhitzung sehr unwahrscheinlich. Weiterhin sind die Trajektorien der Menisksbewegung in allen Kanälen gleichgeschaltet. Das bedeutet, dass sich die Grenzfläche über ihren gesamten Bereich einheitlich bewegt. Dies kann nicht durch lokale Blasensiedevorgänge in der Nähe der Grenzfläche erklärt werden. Blasensieden innerhalb der porösen Struktur wird

---

bei hohen Wärmestromdichten auch in dem hier vorgestellten System beobachtet. Diese Blasen durchdringen die Phasengrenzfläche jedoch ohne einen Effekt auf die globale Meniskenbewegung in den Kanälen zu haben.

---

### 6.2.9 Einfluss der Leitungslängen auf die Oszillationen

---

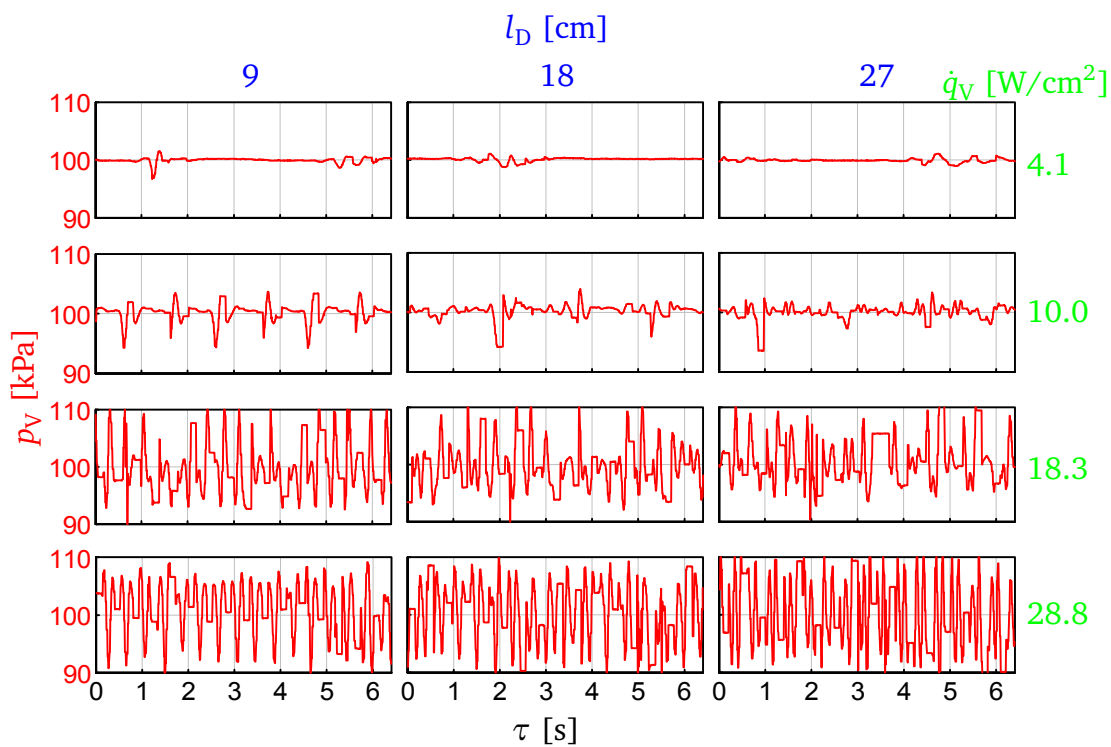
Der Einfluss der Länge von Flüssigkeits- und Dampfleitung auf die Oszillationen und den Wärmedurchgangskoeffizienten wird untersucht. In Abb. 6.30 sind die Druckoszillationen in Verdampfer V2 bei vier verschiedenen Wärmestromdichten und drei verschiedenen Längen der Dampfleitung aufgetragen. Die Länge der Flüssigkeitsleitung beträgt jeweils 18 cm. Wie bereits im Kapitel 6.2.8 beschrieben, steigt die Amplitude der Druckoszillationen mit steigender Wärmestromdichte an. Bei einer Wärmestromdichte von  $4.1 \text{ W/cm}^2$  werden nur unregelmäßige Druckschwankungen gemessen. Bei höheren Wärmestromdichten treten mit allen Dampfleitungslängen regelmäßige Druckoszillationen auf. Bei einer Wärmestromdichte von  $10 \text{ W/cm}^2$  ist die Amplitude der Oszillationen mit der kürzesten Dampfleitung (9 cm) höher als mit den längeren Dampfleitungen (18 und 27 cm).

Versuche werden auch mit drei verschiedenen Längen der Flüssigkeitsleitung (9, 18 und 27 cm), jeweils zusammen mit einer 18 cm langen Dampfleitung durchgeführt. Dabei wird kein Einfluss der Länge der Flüssigkeitsleitung auf die Druckoszillationen festgestellt.

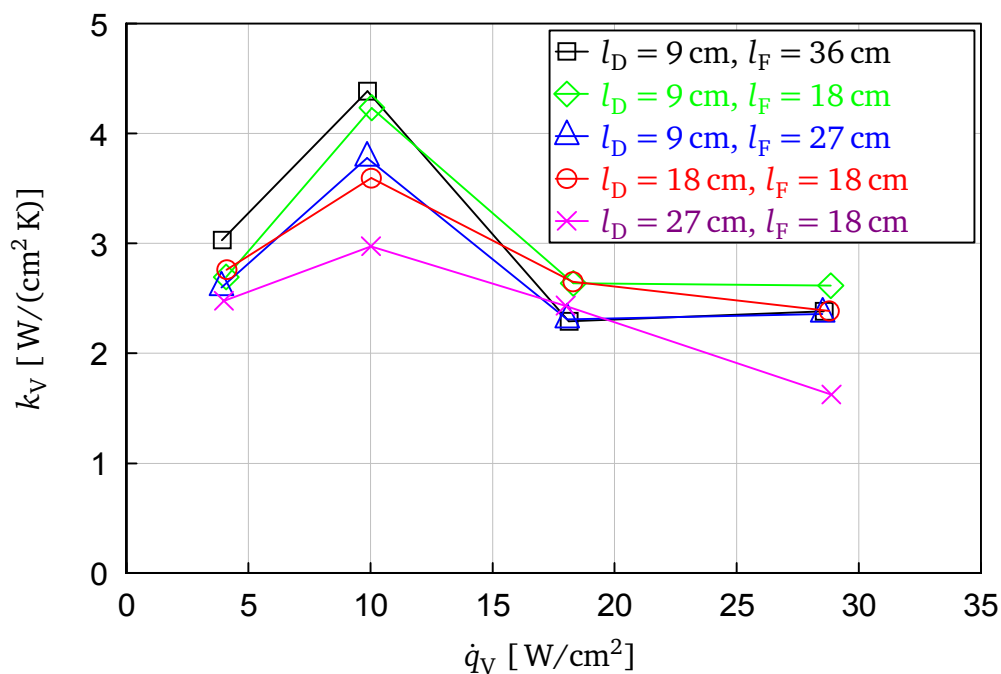
In Abb. 6.31 ist der Wärmedurchgangskoeffizient bei unterschiedlichen Längen von Dampf- und Flüssigkeitsleitung dargestellt. Bei der niedrigsten Wärmestromdichte von  $4.1 \text{ W/cm}^2$  ist die Abweichung zwischen den Wärmedurchgangskoeffizienten für verschiedene Leitungslängen gering. Bei  $\dot{q}_v = 10 \text{ W/cm}^2$  erreichen die Wärmedurchgangskoeffizienten ihr Maximum und es ist eine klare Tendenz zu erkennen. Der Wärmedurchgangskoeffizient nimmt mit zunehmender Länge der Dampfleitung ab. Der höchste Wärmedurchgangskoeffizient wird mit der kürzesten Dampfleitung von 9 cm Länge erreicht.

Auch die Druckoszillationen mit der höchsten Amplitude treten mit der kürzesten Dampfleitung auf (siehe Abb. 6.30). Bei hohen Wärmestromdichten ( $\dot{q}_v = 18.3$  und  $28.8 \text{ W/cm}^2$ ) ist der Unterschied im Wärmedurchgangskoeffizient und auch in den Druckoszillationen bei den unterschiedlichen Leitungslängen wieder vergleichsweise gering. Nur bei der höchsten Wärmestromdichte ist der mit der längsten Dampfleitung gemessene Wärmedurchgangskoeffizient deutlich niedriger als mit den kürzeren Leitungen. Der Gesamtdruckverlust im Verdampferkreislauf des Systems erreicht in diesem Fall vermutlich einen kritischen Wert, der nicht mehr durch die Kapillarkraft kompensiert werden kann. Die Folge ist ein teilweises Austrocknen der porösen Struktur im Verdampfer, was zu einer erhöhten Wandüberhitzung führt.

Bezüglich der Länge der Flüssigkeitsleitung kann kein Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten festgestellt werden. Dieses Ergebnis überrascht nicht, da der Anteil der Flüssigkeitsleitung



**Abb. 6.30:** Oszillationen des Drucks ( $p_V$ ) in Verdampfer V2



**Abb. 6.31:** Wärmedurchgangskoeffizienten über Wandüberhitzung für Verdampfer V2 bei unterschiedlichen Längen von Dampf- und Flüssigkeitsleitung

---

am Gesamtdruckverlust sehr gering ist und kein Einfluss der Leitungslänge auf die Druckoszillationen gemessen werden kann.

Die Ergebnisse deuten daraufhin, dass eine Korrelation zwischen Druckoszillationen und Wärmedurchgangskoeffizienten existiert. Zusätzlich zu der Abhängigkeit von dem verwendeten Verdampfer und der zugeführten Wärmestromdichte kann nachgewiesen werden, dass die Oszillationen auch durch die Transportleitungen des Wärmeübertragersystems beeinflusst werden.

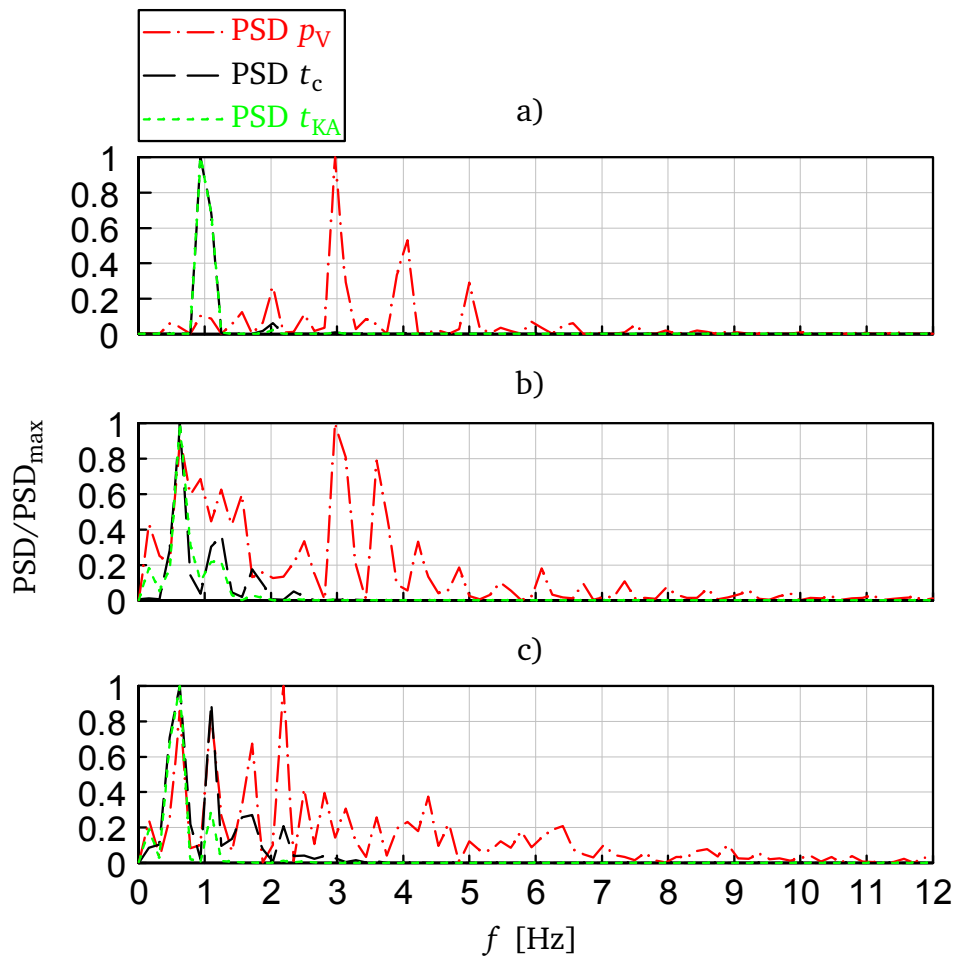
Die normierte spektrale Leistungsdichte (PSD)<sup>1</sup> für die drei Messgrößen Verdampferdruck (PSD  $p_v$ ), Temperatur in den Dampfabzugskanälen (PSD  $t_c$ ) und Temperatur im Kondensator A (PSD  $t_{KA}$ ) bei drei unterschiedlichen Längen der Dampfleitung ist in Abb. 6.32 dargestellt. Die PSDs beider Temperaturen korrelieren bei allen drei Leitungslängen stark miteinander. Bei einer Leitungslänge von 9 cm beträgt die dominante Frequenz 1 Hz, mit den längeren Dampfleitungen (18 und 27 cm) ist die Frequenz niedriger und beträgt 0.65 Hz. Die dominanten Frequenzen der Druckoszillationen sind höher als die der Temperaturen, auch sie nehmen mit zunehmender Leitungslänge ab. Bei einer Leitungslänge von 9 cm lassen die PSDs für Druck und Temperaturen keinen Zusammenhang erkennen. Mit den längeren Dampfleitungen  $l_D = 18$  und 27 cm ist jedoch eine deutliche Korrelation von Druck- und Temperaturoszillationen bei niedrigen Frequenzen zu beobachten.

Die dominanten Frequenzen der PSD der Dampftemperatur (PSD  $t_v$ ) sind in Abb. 6.33 über der zugeführten Wärmestromdichte aufgetragen. Für alle drei Dampfleitungslängen steigen in der Regel die Frequenzen mit zunehmender Wärmestromdichte an. Mit der längsten Leitung ( $l_D = 27$  cm) tritt jedoch bei der höchsten Wärmestromdichte ein plötzlicher Abfall der Frequenz auf. Wie bereits beschrieben und in Abb. 6.31 zu sehen, wird bei dieser Wärmestromdichte auch ein sehr niedriger Wärmedurchgangskoeffizient gemessen. Beide Phänomene sind auf ein Austrocknen des Verdampfers zurückzuführen. Mit der geringsten Länge der Dampfleitung werden bei niedriger und mittlerer Wärmestromdichte die höchsten Frequenzen gemessen. Nur bei der höchsten Wärmestromdichte von  $28.8 \text{ W/cm}^2$  übertrifft die Frequenz mit der 18 cm langen Leitung die Frequenz mit der 9 cm langen Leitung.

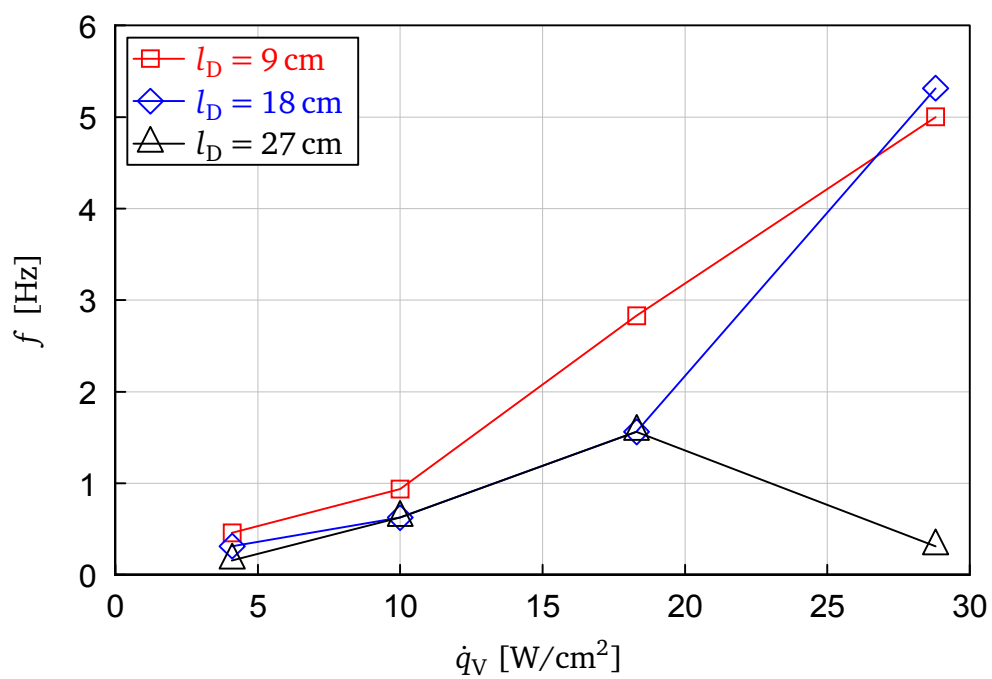
---

<sup>1</sup> Details im Anhang





**Abb. 6.32:** Spektrale Leistungsdichte (PSD) für Druck, Verdampfer- und Kondensatortemperatur bei einer Wärmestromdichte von  $\dot{q}_V = 10.0 \text{ W/cm}^2$  und unterschiedlichen Längen der Dampfleitung: a)  $l_D = 9$  cm, b)  $l_D = 18$  cm, c)  $l_D = 27$  cm



**Abb. 6.33:** Frequenz der Oszillationen der Dampftemperatur über der Wärmestromdichte für drei unterschiedliche Längen der Dampfleitung



---

## 7 Vergleichende Bewertung und Auswahl eines Wärmeübertragersystems

Die Ergebnisse aus den beiden vorherigen Kapiteln dienen als Grundlage zur Bewertung der beiden Wärmeübertragersysteme in Hinblick auf eine Integration in den Mikroenergiewandler.

Die wichtigste Anforderung an das Wärmeübertragersystem ist eine stabile **Dampfversorgung der Mikrobrennkammer**. Der Dampfmassenstrom sollte möglichst gut steuerbar und konstant sein. Die thermische Leistung der Brennkammer beträgt 50 W. Um diese Leistung zu erreichen, ist ein Brennstoffmassenstrom von 9 g/h Methanol nötig. Dieser Wert ist somit als Zielgröße für das Wärmeübertragersystem definiert. Beide Wärmeübertragersysteme erreichen diesen Wert. Jedoch gelingt dies bei dem Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur nur bei hohen Wärmestromdichten  $> 12 \text{ W/cm}^2$ . Bei beiden Wärmeübertragersystemen werden Schwankungen des Dampfmassenstroms beobachtet, die zu einem Erlöschen der Verbrennung in der Mikrobrennkammer führen könnten. Die Schwankungen in dem Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur sind allerdings deutlich stärker (Schwankungsbreite  $> \pm 40\%$  des Mittelwertes) als in dem anderen System und erscheinen für einen stabilen Brennkammerbetrieb zu groß. Die Schwankungsbreite in dem Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur ist dagegen  $< \pm 10\%$  des Mittelwertes, was für die Brennkammer tolerierbar sein könnte.

Um eine hohe Effizienz bei der thermoelektrischen Energiewandlung zu erzielen, soll das Wärmeübertragersystem eine möglichst hohe **maximale Wärmestromdichte** vom Thermogenerator abführen können. Das Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur erreicht die geforderte Wärmestromdichte von  $15 \text{ W/cm}^2$  (gemessen werden bis zu  $16.5 \text{ W/cm}^2$ ). Das Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur übertrifft die geforderte Wärmestromdichte sogar deutlich, es werden bis zu  $42 \text{ W/cm}^2$  erreicht.

Das Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur ähnelt einer Heat Pipe, Verdampfer- und Kondensatorplatte sind als ein festes Bauteil miteinander verbunden. Das flüssige Arbeitsmedium wird vom Kondensator zum Verdampfer durch die Rillenstruktur transportiert, was einen hohen Druckverlust verursacht. Dadurch ergeben sich starke Beschränkungen in der **räumlichen Trennung von Wärmezufuhr und -abfuhr**. Bei dem Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur sind Verdampfer und Kondensatoren getrennte Elemente, die über Schläuche miteinander verbunden sind. Dies ermöglicht eine sehr flexible Trennung von Wärmezufuhr und -abfuhr.

Die **Komplexität** der Wärmeübertragersysteme ist relativ hoch. Beide Systeme bestehen aus vielen unterschiedlichen Elementen. Zur Fertigung der Systeme wurde auf aufwendige Mikrobearbeitungsverfahren zurückgegriffen. Das Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur ist

**Tab. 7.1:** Gegenüberstellung der beiden Wärmeübertragersysteme in Hinblick auf eine Integration in den Mikroenergiewandler (- schlecht, 0 ausreichend, + gut)

Wärmeübertragersystem mit:	Rillen	Poröser Struktur
Dampfversorgung:	-	0
Max. Wärmestromdichte:	0	+
Wärmezufuhr/-abfuhr:	-	+
Komplexität:	-	0

jedoch einfacher zu fügen, da die Funktion des Systems auf mehrere Elemente mit geringerer Komplexität (Verdampfer, Kondensator A, Kondensator B) verteilt wird. Die Bauteile der Elemente können daher durch Löten miteinander verbunden werden. Im Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur sind die Kapillarstrukturen an den Innenwänden des Systems angelötet. Bei einem weiteren Lötvorgang zum Fügen der Außenwände würde die Gefahr bestehen, dass sich das Lot unter den Kapillarstrukturen erneut verflüssigt. Daher werden die Außenwände bei Raumtemperatur durch Kleben gefügt.

Die Wärmedurchgangskoeffizienten beider Systeme können nicht ohne Weiteres verglichen werden. Wegen der unterschiedlichen Geometrien der Wärmeübertragersysteme unterscheiden sich die Messpunkte der Wandtemperatur, die nach Gl. 3.6 in die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten eingeht. Zusätzlich beeinflusst der Kontaktwiderstand zwischen Heizblock und Verdampfer den Wärmedurchgangskoeffizienten beim Wärmeübertragersystem mit Rillenstruktur. Dieser Kontaktwiderstand kann nur überschlägig abgeschätzt werden. Da alle anderen untersuchten Anforderungen (Dampfversorgung, max. Wärmestromdichte, Wärmezufuhr/-abfuhr, Komplexität) für das Wärmeübertragersystem mit poröser Struktur sprechen, wird dieses für die Integration in den Mikroenergiewandler ausgewählt und von einem Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten beider Systeme abgesehen.

In Tab. 7.1 sind die diskutierten Anforderungen und die Bewertung der beiden Wärmeübertragersysteme zusammengefasst.

---

## 8 Integration des Wärmeübertragungssystems in den Mikroenergieumwandler

Zwei unterschiedliche Wärmeübertragungssysteme wurden entwickelt, charakterisiert und miteinander verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur besser für den Einsatz im geplanten Mikroenergieumwandler geeignet ist, weshalb es für die Integration ausgewählt wird.

Bei der Integration wird schrittweise vorgegangen. Das heißt, dass das Wärmeübertragungssystem nach und nach mit den anderen Elementen des Mikroenergieumwandlers (Thermogenerator und Brennkammer) gekoppelt wird. Zunächst wird eine thermische Kopplung zwischen Thermogenerator und Wärmeübertragungssystem vollzogen. Das Wärmeübertragungssystem übernimmt dabei nur die Aufgabe der Wärmeabfuhr vom Thermogenerator. In der zweiten Kopplungsphase kommt zur thermischen die fluidische Kopplung an die Brennkammer hinzu. Der im Wärmeübertragungssystem generierte Brennstoffdampf wird in die Brennkammer transportiert und dort verbrannt. In allen Versuchsaufbauten wird Verdampfer V1 verwendet.

Als Thermogenerator<sup>1</sup> wird ein Peltier-Element aus Bismut-Tellurid verwendet. Die maximale Einsatztemperatur des Thermogenerators beträgt laut Hersteller 230 °C. Aufgrund des Verbrennungsvorgangs werden im Mikroenergieumwandler zwar deutlich höhere Temperaturen erwartet, ein für ein höheres Temperaturniveau geeigneter Thermogenerator (z.B. aus Blei-Tellurid oder Silizium-Germanium) steht jedoch nicht zur Verfügung. Diese Materialien werden in der Literatur vorgestellt, umfassend untersucht [72, 88, 96] und auch als Generatoren z.B. in der Raumfahrt eingesetzt [78]. Aufgrund der geringen Nachfrage und aufwendigen Fertigungsverfahren sind solche Thermogeneratoren jedoch nicht kommerziell erhältlich.

Die Wärmeleitfähigkeit von Bismut-Tellurid- und Blei-Tellurid-Thermogeneratoren hängt von der Zusammensetzung und vom Produktionsprozess ab. Beide Materialien sind diesbezüglich aber auf dem gleichen Niveau ( $\lambda_{\text{BiTe}, 300\text{K}} = 1.73 \dots 3.24 \text{ W/(m K)}$  [78],  $\lambda_{\text{PbTe}, 300\text{K}} = 1.96 \dots 2.55 \text{ W/(m K)}$  [10]). Das in der vorliegenden Arbeit verwendete Peltier-Element aus Bismut-Tellurid liefert bei hohen Temperaturen ( $> 300^\circ\text{C}$ ) zwar keine nennenswerte Thermospannung, dient aber als realistischer Ersatzwärmewiderstand für einen Blei-Tellurid-Generator. Aus den Messwerten Temperatur und Wärmestrom können daher der mit einem Blei-Tellurid-Thermogenerator theoretisch erzielbare Wirkungsgrad und die elektrische Leistung berechnet werden.

---

<sup>1</sup> Details im Anhang

---

Die Brennkammer, die im Mikroenergiewandler zum Einsatz kommt, wird am Fachgebiet für Reaktive Strömungen und Messtechnik an der TU Darmstadt entwickelt [45, 46, 48]. Der Aufbau der Brennkammer mit der relativen Lage von Thermogenerator und Verdampfer ist in Abb. 8.1 dargestellt. Bei der konzeptionellen Auslegung der Brennkammer steht im Vordergrund, eine stabile Verbrennung zu gewährleisten und einen möglichst großen Anteil der thermischen Energie zum Thermogenerator (6) zu leiten, um einen hohen Gesamtwirkungsgrad des Systems zu erreichen. Das zugeführte Brennstoff-Luft-Gemisch (1) umströmt in einem Ringspalt die Brenn- und Abgaszone (2), wobei das Gemisch vorgewärmt wird. Gleichzeitig dient der Ringspalt als Wärmewiderstand, um die Brennkammer gegenüber der Umgebung zu isolieren. In der inneren Brennkammer (3) findet eine katalytisch unterstützte Verbrennung statt. Das umgesetzte Brennstoff-Luft-Gemisch umströmt als heißes Abgas zusätzlich die innere Brennkammer und wirkt somit Wärmeverlusten entgegen (4). In einem zukünftigen anwendungsnahen System sollten alle nicht funktionellen Seiten der Brennkammer mit einem isolierenden Material versehen werden, was der Stabilisierung und der gezielten Wärmestromführung dient. Im Laboraufbau wurde dies mit einem Heizblock realisiert, der eine definierte Umgebungstemperatur vorgibt (5).

Der verwendete Brennstoff hängt von der Kopplungsphase ab (thermische Kopplung: Methan aus Gasflaschen, thermische und fluidische Kopplung: Methanoldampf aus dem Wärmeübertragungssystem).

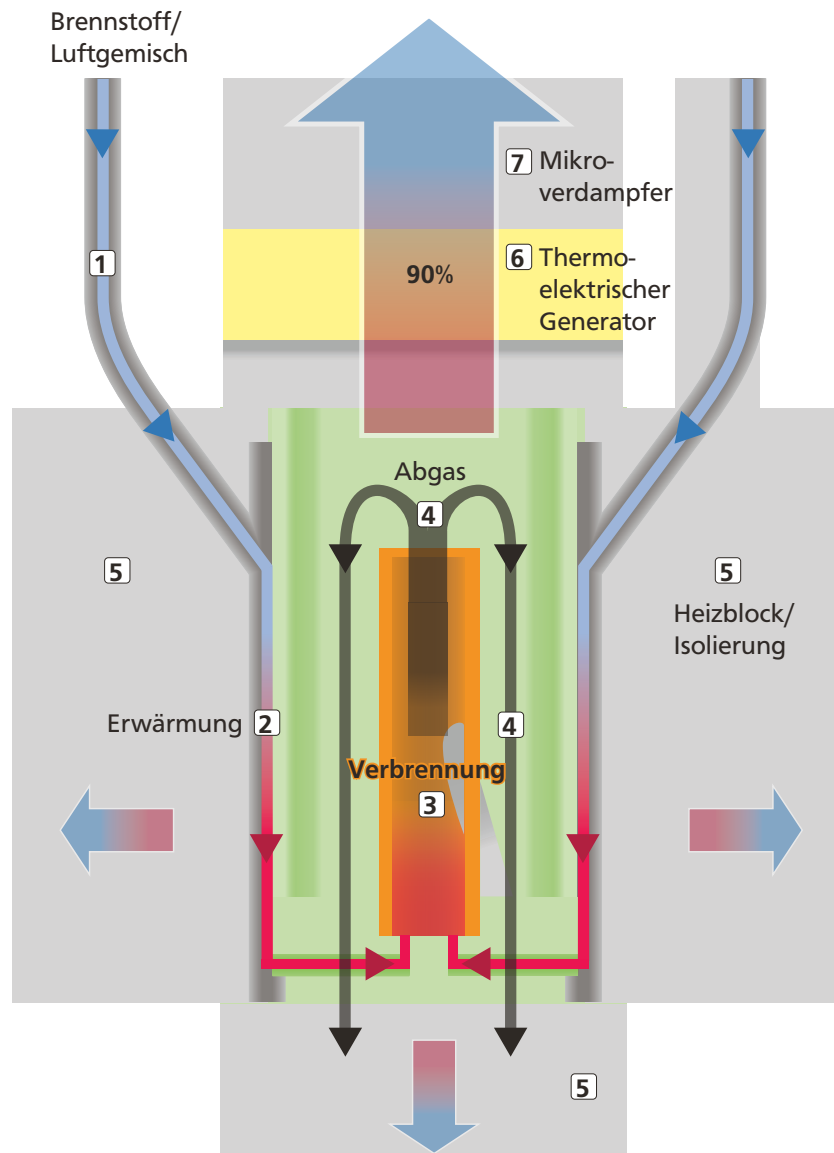
---

## 8.1 Versuchsaufbauten

---

Das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur wurde zunächst separat von den übrigen Elementen des Mikroenergiewandlers untersucht und optimiert (siehe Kapitel 6). Im vorliegenden Kapitel wird die schrittweise Kopplung des Wärmeübertragungssystems mit der Brennkammer und dem Thermogenerator beschrieben. Je nach Kopplungsgrad werden dabei unterschiedliche Versuchsaufbauten verwendet, die im Folgenden vorgestellt werden. Als Wärmequelle kommt in diesen Versuchen nicht mehr der Heizblock sondern die Brennkammer zum Einsatz.

Die von der Brennkammer an den Verdampfer des Wärmeübertragungssystems abgegebene Wärmestromdichte wird in den Versuchsaufbauten nicht messtechnisch erfasst. Als charakteristische Größe für die Leistung des Wärmeübertragungssystems wird daher die von den beiden Kondensatoren an die Kühlblöcke abgegebene Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  verwendet. Die charakteristische wärmeübertragende Fläche jedes Kondensators beträgt  $3 \text{ cm}^2$  und ist damit genauso groß wie die charakteristische Fläche des Verdampfers (Breite x Höhe der porösen Struktur). Um eine einfache Vergleichbarkeit mit der zugeführten Wärmestromdichte  $\dot{q}_V$  zu ermöglichen, wird zur Berechnung von  $\dot{q}_K$  der Wärmestrom beider Kondensatoren addiert und auf die Fläche des Verdampfers, beziehungsweise eines Kondensators, bezogen.



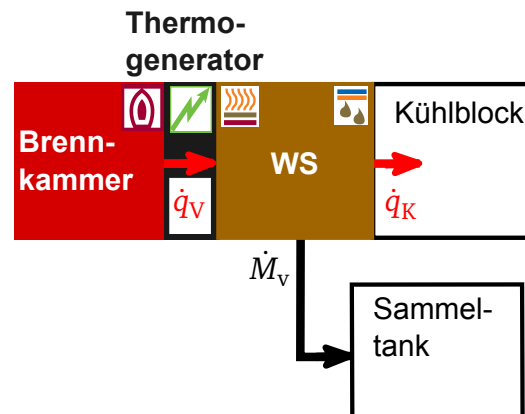
**Abb. 8.1:** Schematischer Aufbau der Mikrobrennkammer und Anordnung von Thermogenerator und Verdampfer



---

### 8.1.1 Versuche mit thermischer Kopplung

---



**Abb. 8.2:** Zu- und Abfuhr von Wärme sowie Abfuhr von Dampf in der thermischen Kopplungsphase

In Abb. 8.2 sind die Schnittstellen des Wärmeübertragersystems in der thermischen Kopplungsphase dargestellt. Da keine fluidische Kopplung zwischen Wärmeübertragersystem und Brennkammer besteht, wird in der Brennkammer Methan aus Druckgasflaschen verbrannt. Der größte Teil der generierten Wärme gelangt durch den Thermogenerator<sup>1</sup> an den Verdampfer des Wärmeübertragersystems. Dampf, der das Wärmeübertragersystem verlässt, gelangt in den Sammel-tank, der übrige Dampf wird unter Wärmeabgabe in den Kondensatoren verflüssigt und die Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  von den Kühlblöcken abgeführt.

Zur Inbetriebnahme des Versuchsstands wird der Mikroenergiewandler zunächst mit dem die Brennkammer umgebenden Heizblock (5 in Abb. 8.1) elektrisch aufgeheizt. Mit dem Überschreiten der Sättigungstemperatur des Methanols startet die Fluid-Zirkulation innerhalb des Verdampferkreislaufs. Das Methan-Luftgemisch wird der Brennkammer zugeführt und elektrisch entzündet.

---

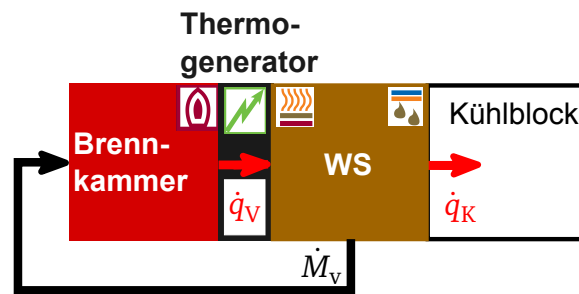
### 8.1.2 Versuche mit thermischer und fluidischer Kopplung

---

In den Versuchen mit vollständiger Kopplung (thermisch und fluidisch) sind die drei Elemente Brennkammer, Thermogenerator und Wärmeübertragersystem entsprechend Abb. 8.3 miteinander verbunden. Die bei der Verbrennung von Methanoldampf generierte Wärme gelangt zum größten Teil durch den Thermogenerator an das Wärmeübertragersystem. Der Dampf, der für die Verbrennung benötigt wird, verlässt das Wärmeübertragersystem und gelangt in die Brennkammer. Der überschüssige Teil des Dampfes wird innerhalb des Wärmeübertragersystems unter Wärmeabgabe kondensiert.

---

<sup>1</sup> Details im Anhang



**Abb. 8.3:** Zu- und Abfuhr von Wärme sowie Abfuhr von Dampf mit thermischer und fluidischer Kopplung

Die Vorbereitungen für einen Versuch mit vollständiger Kopplung lassen sich folgendermaßen beschreiben. Mit dem Heizblock, der die Brennkammer umgibt, wird der Mikroenergiewandler aufgeheizt, bis im Verdampfer die Sättigungstemperatur des Methanols überschritten wird. Anschließend wird das Ventil im Massenstromregler geöffnet und der Dampfmassenstrom, der von dem Wärmeübertragungssystem in die Brennkammer strömt, auf den für die Zündung der Brennkammer gewünschten Wert eingeregelt (z.B. 3 g/h). Die für die Verbrennung benötigte Luft wird aus Druckgasflaschen entnommen. Der Luftmassenstrom wird entsprechend des gewünschten Verbrennungsluftverhältnisses mit einem Regler an den gemessenen Methanolmassenstrom angepasst. Nach dem Einstellen der geforderten Parameter erfolgt die elektrische Zündung der Verbrennung in der Brennkammer. Weitere Informationen über den Verbrennungsvorgang im Mikroenergiewandler sind in [46] enthalten.

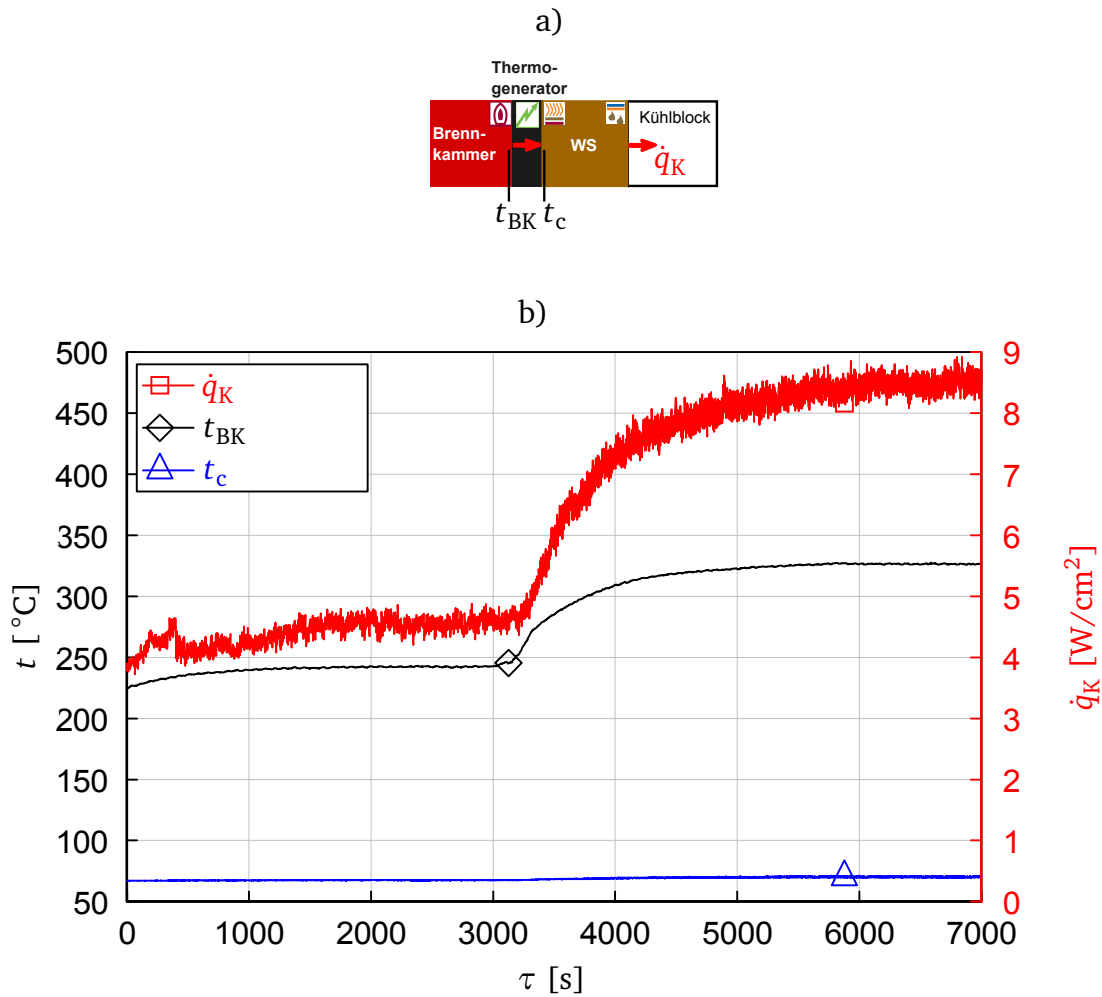
## 8.2 Ergebnisse

### 8.2.1 Versuche mit thermischer Kopplung

In den Versuchen mit thermischer Kopplung wird die Wärme von der Brennkammer durch den Thermogenerator zum Wärmeübertragungssystem transportiert. Eine elektrische Beheizung des Verdampfers entfällt daher. In diesen Versuchen wird untersucht, ob das Wärmeübertragungssystem tatsächlich in der Lage ist, die erforderliche Wärmestromdichte vom Thermogenerator abzuführen.

Die im Folgenden dargestellten Größen sind die vom Wärmeübertragungssystem abgeführte Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  und die Temperaturen, die auf beiden Seiten des Thermogenerators in der Brennkammerwand ( $t_{BK}$ ) und in der Verdampferwand ( $t_C$ ) gemessen werden (Abb. 8.4 a).

In Abbildung 8.4 (b) sind  $\dot{q}_K$  und die Temperaturen  $t_{BK}$  und  $t_C$  über der Zeit aufgetragen. Bis zum Zeitpunkt  $\tau = 3200$  s beträgt die thermische Leistung der Brennkammer 25 W, dann wird der Dampfmassenstrom angehoben und damit die Leistung der Brennkammer auf 50 W erhöht. Die an der heißen Seite des Thermogenerators gemessene Temperatur  $t_{BK}$  steigt dabei von 245



**Abb. 8.4:** a) Skizze des Mikroenergiewandlers mit hervorgehobenen Messgrößen. b) An die Kühlblöcke abgeführte Wärmestromdichte und Temperaturen an der heißen und der kalten Seite des Thermogenerators über der Zeit

auf 325 °C und somit um 80 °C an. Dank des hohen Verdampfer-Wärmedurchgangskoeffizienten ändert sich die Temperatur an der kalten Seite des Thermogenerators mit dem Anstieg der Wärmestromdichte dagegen nur um etwa 3 °C. Das Wärmeübertragungssystem sorgt somit auch bei hohen Wärmestromdichten für eine niedrige Temperatur auf der kalten Seite des Thermogenerators, was sich positiv auf den Wirkungsgrad bei der thermoelektrischen Energiewandlung auswirkt. Bei einer Brennkammerleistung von 50 W wird somit eine Temperaturdifferenz von 255 °C zwischen beiden Seiten des Thermogenerators erreicht.

---

## 8.2.2 Versuche mit thermischer und fluidischer Kopplung

---

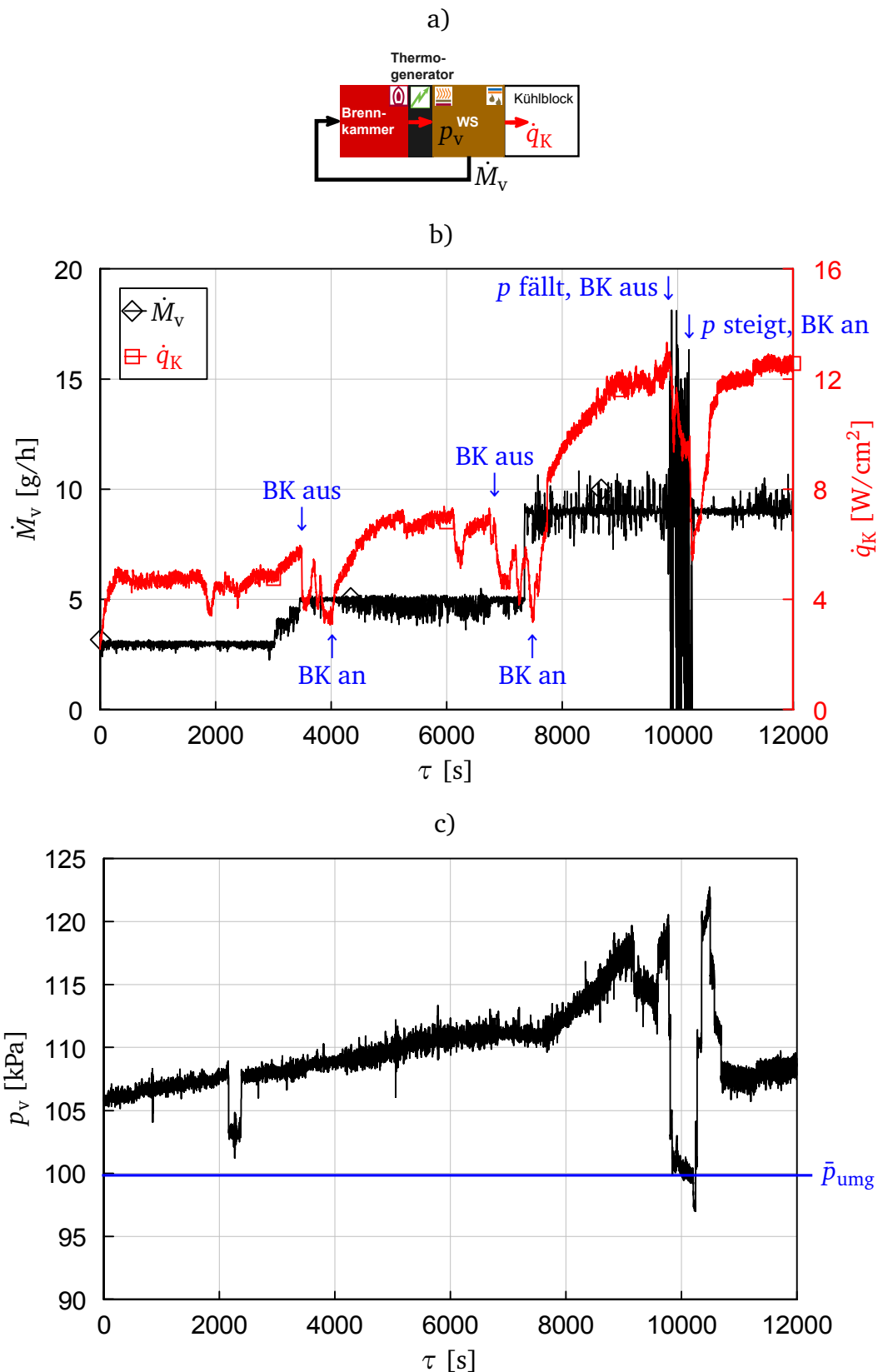
In den Versuchen mit vollständiger Kopplung wird die Brennkammer mit dem dampfförmigen Methanol aus dem Wärmeübertragersystem versorgt, gleichzeitig wird die bei der Verbrennung generierte Wärme für den Verdampfungsprozess im Wärmeübertragersystem genutzt.

Die Messpunkte der im Folgenden gezeigten Messgrößen sind in Abb. 8.5 (a) skizziert. Es handelt sich um den Dampfmassenstrom  $\dot{M}_V$ , die von den Kondensatoren abgeführte Wärmestromdichte  $\dot{q}_K$  und den Druck in den Dampfabzugskanälen  $p_v$ . In Abb. 8.5 (b) ist der Verlauf von  $\dot{M}_V$  und  $\dot{q}_K$  über der Zeit aufgetragen. Der Massenstrom wird mittels Massenstromregler zunächst auf 3 g/h geregelt und die Brennkammer gezündet. Bei diesem geringen Dampfmassenstrom wird eine Wärmestromdichte von etwa 5 W/cm<sup>2</sup> vom Wärmeübertragersystem über die Kondensatoren an das Kühlwasser abgeführt. Zum Zeitpunkt  $\tau = 3000$  s wird der Massenstrom schrittweise auf 5 g/h erhöht, dabei erlischt die Flamme in der Brennkammer bei  $\tau = 3500$  s. Dies führt zu einer raschen Abnahme der vom Wärmeübertragersystem abgeführten Wärmestromdichte.

Nach mehreren Zündversuchen kann die Brennkammer bei  $\tau = 4000$  s wieder gezündet werden. Bei einem Dampfmassenstrom von ca. 5 g/h wird eine Wärmestromdichte von etwa 7 W/cm<sup>2</sup> gemessen. Die Brennkammer erlischt erneut bei  $\tau = 6800$  s und der Massenstrom wird bei  $\tau = 7300$  s auf 9 g/h erhöht. Die Brennkammer wird bei  $\tau = 7700$  s erneut gezündet und die Wärmestromdichte steigt daraufhin auf etwa 12 W/cm<sup>2</sup> an. Zum Zeitpunkt  $\tau = 9900$  s wird der Systemdruck durch die Entnahme von nichtkondensierbaren Gasen (Luft) aus dem Tank auf Umgebungsdruck gebracht. Mit dieser Druckminderung steigen die Massenstromschwankungen stark an, was zum Erlöschen der Brennkammer führt. Zum Zeitpunkt  $\tau = 10200$  s wird der Systemdruck durch Zugabe von Luft in den Tank wieder erhöht, der Massenstrom damit stabilisiert und die Brennkammer erneut gezündet.

In Abb. 8.5 (c) ist der Verlauf des Systemdrucks  $p_v$  während dem Versuch dargestellt. Im Gegensatz zu den Versuchen ohne Kopplung mit der Brennkammer, wird dieser Versuch nicht im Druckgleichgewicht mit der Umgebung gefahren. Das Tankventil, über das der Druckausgleich zwischen Silikonmembran und Umgebung gewährleistet wird, ist verschlossen. Ein leicht erhöhter Druck wird schon vor Versuchsbeginn durch die Zugabe von Luft zwischen Silikonmembran und Tankwand aufgebaut. Der Überdruck im Verdampfer ist notwendig, um den Dampf in die Brennkammer zu transportieren, deren Abgaskanal zur Umgebung hin offen ist.

Wegen der Zunahme von nichtkondensierbaren Gasen im Tank steigt der Druck  $p_v$  während dem Versuch zunächst kontinuierlich an. Diese Volumenzunahme gleicht also die Volumenabnahme wegen des Brennstoffverbrauchs nicht nur aus, sondern sorgt zusätzlich für einen Anstieg des Systemdrucks. Zum Zeitpunkt  $\tau = 2100$  s wird der Druck im Tank für ca. 300 s durch eine Gasentnahme mit Hilfe einer Spritze gemindert, ohne dass dies messbare Auswirkungen auf Massenstrom und Wärmestromdichte hat. Bei einer höheren Leistung, zum Zeitpunkt  $\tau = 9900$  s,



**Abb. 8.5:** a) Skizze des Mikroenergiewandlers mit hervorgehobenen Messgrößen, b) Dampfmas-  
senstrom  $\dot{M}_v$  und an die Kühlblöcke abgeführte Wärmestromdichte  $\dot{q}_k$  über der Zeit  
(Versuch E37), c) Verdampfendruck  $p_v$  über der Zeit (Versuch E37)

---

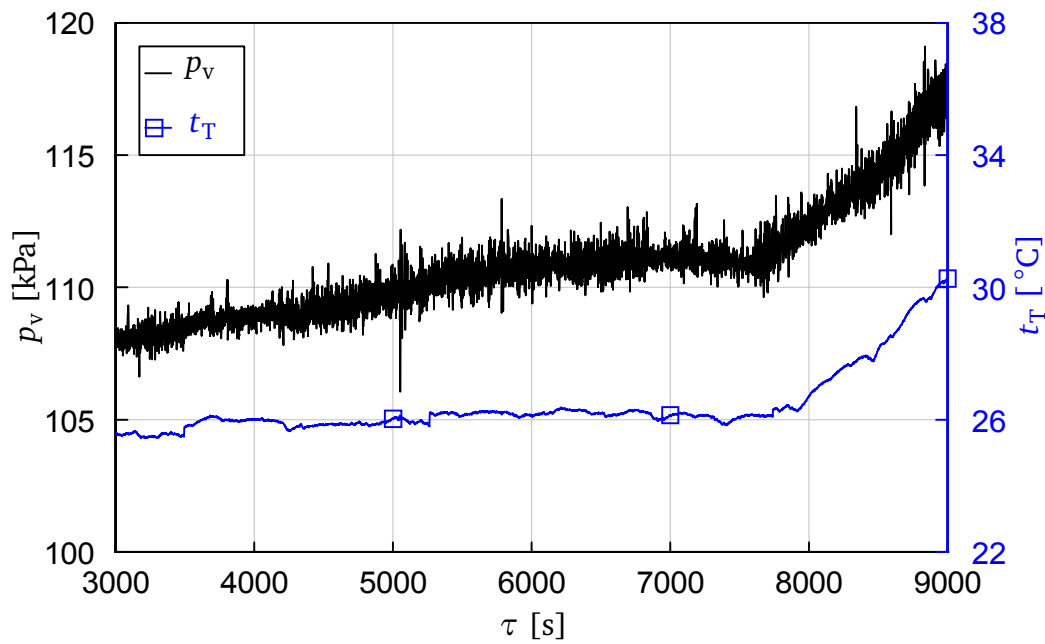
führt die Absenkung des Drucks jedoch zu sehr starken Massenstromschwankungen und dadurch zum Erlöschen der Brennkammer. Dies liegt unter anderem daran, dass die Amplituden der Druck- und Massenstromschwankungen mit steigender Wärmestromdichte generell zunehmen. In diesem speziellen Fall ist der wesentliche Faktor jedoch, dass der Druck im Verdampfer auf Umgebungsdruck gefallen ist. Die Abgase der Brennkammer werden an die Umgebung abgegeben, das Druckniveau der Brennkammer liegt daher auf bzw. etwas oberhalb des Umgebungsdrucks. Somit fehlt ein treibendes Druckgefälle für den Transport des Brennstoffs vom Wärmeübertragungssystem in die Brennkammer. Um den eingestellten Sollwert einzuhalten, öffnet sich das Ventil des Massenstromreglers vollständig. Der Massenstrom schwankt daher entsprechend den Druckschwankungen im Wärmeübertragungssystem sehr stark und fällt auch immer wieder auf 0 g/h ab.

Dies zeigt, wie wichtig ein hoher Druck im Verdampfer für eine konstante Versorgung der Brennkammer mit Dampf ist. Die Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Umgebung ist für den Transport des Fluids durch die Brennkammer maßgeblich. Bei einer großen Druckdifferenz ist der Einfluss der Druckschwankungen auf die Brennstoffversorgung der Brennkammer geringer als bei einer kleinen Druckdifferenz.

Die entscheidende Größe zur Beeinflussung des Druckaufbaus durch nichtkondensierbare Gase ist die Tanktemperatur. In Abb. 8.6 ist der Verlauf von Verdampferdruck und Tanktemperatur in einem gekoppelten Versuch dargestellt. In diesem Versuch wird die dem Verdampfer zugeführte Wärmestromdichte erhöht, dadurch nimmt die Tanktemperatur zu. Entsprechend Abb. 8.6 steigt mit der zunehmenden Tanktemperatur auch der im Verdampfer gemessene Druck an. Hierfür gibt es zwei Gründe:

- Nichtkondensierbare Gase werden im Tank abgeschieden und sammeln sich dort an. Mit steigender Tanktemperatur steigen entsprechend der thermischen Zustandsgleichung die Partialdrücke der nichtkondensierbaren Gase und somit auch der Systemdruck an.
- Mit steigender Temperatur nimmt die Löslichkeit der Gase im Methanol ab, da die Henry-Konstante der Gase sinkt. Mit steigender Tanktemperatur entweichen daher zunehmend Gase aus dem flüssigen Brennstoff im Tank. Dadurch steigen ebenfalls die Partialdrücke der Gase im Tank und somit auch der Systemdruck an.

Zur Charakterisierung des Mikroenergiewandlers im vollständig gekoppelten Zustand werden mehrere Versuche mit unterschiedlichen Brennkammerleistungen durchgeführt. In Tab. 8.1 sind die wichtigsten Kenndaten des Mikroenergiewandlers aus diesen Versuchen aufgelistet.  $\dot{Q}_{BK}$  entspricht der Brennkammerleistung. Sie wird unter Annahme eines Brennstoffumsatzes von 100 % bei der Verbrennung berechnet. Eine Analyse der Brennkammerabgase bestätigt diese Annahme [46]. Der größte Teil des generierten Wärmestroms wird über die beiden Kondensatoren abgeführt ( $\dot{Q}_K$ ). Die Temperatur an der heißen Seite des Thermogenerators ( $t_{BK}$ ) steigt mit



**Abb. 8.6:** Verlauf des Verdampferrucks ( $p_v$ ) und der Tanktemperatur ( $t_T$ ) über der Zeit (Versuch E37)

**Tab. 8.1:** Kenndaten aus dem gekoppelten Versuch

$\dot{M}_v$ [g/h]	$\dot{Q}_{BK}$ [W]	$\dot{Q}_K$ [W]	$t_{BK}$ [°C]	$t_c$ [°C]	Annahme: TG aus $PbTe$	
					$P_{el}$ [W]	$\eta_{ges}$ [%]
3	18	14	157	68	0.38	2.1
5	29	21	196	70	0.82	2.8
9	53	38	326	73	2.51	4.7

steigendem  $\dot{M}_v$  deutlich an, während die Temperatur an der kalten Seite ( $t_c$ ) dank des hohen Verdampfer-Wärmedurchgangskoeffizienten nur geringfügig ansteigt.

Die Angaben zu elektrischer Leistung  $P_{el}$  und Wirkungsgrad  $\eta_{ges}$  sind aus den Messdaten unter Annahme eines Blei-Tellurid-Thermogenerators berechnet. Dabei wird die Temperaturabhängigkeit der elektrischen Leitfähigkeit, der Wärmeleitfähigkeit und des Seebeck-Koeffizienten berücksichtigt. Die daraus resultierende dimensionslose Leistungszahl des Thermogenerators  $ZT$  liegt im gemessenen Temperaturbereich bei  $ZT = 0.57...0.72$ . Bei den berechneten Werten für  $P_{el}$  und  $\eta_{ges}$  handelt es sich um konservative Abschätzungen, da für den Wärmestrom, der durch den Thermogenerator geht, der an den Kondensatoren abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_K$  eingesetzt wird. Tatsächlich gibt das System jedoch Wärme in geringen Maßen an die Umgebung ab (siehe Kapitel 6.2.2). Der Verlustwärmestrom wird auch durch den Thermogenerator transportiert, ist

---

aber in  $\dot{Q}_K$  nicht enthalten. Der tatsächlich durch den Thermogenerator geleitete Wärmestrom ist also größer als der angenommene. Andererseits muss jedoch auch berücksichtigt werden, dass Wärmeverluste der Brennkammer durch elektrische Heizpatronen, die die Brennkammer umgeben, verhindert werden. Auf diese Art wird eine adiabate Brennkammer aufgebaut, die nur unter Laborbedingungen realisiert werden kann.

Mit steigender Temperaturdifferenz zwischen heißer und kalter Seite des Thermogenerators steigen auch  $P_{el}$  und  $\eta_{ges}$  deutlich an. Bei dem höchsten untersuchten Dampf-Massenstrom von 9 g/h ist unter den hier getroffenen Annahmen ein Wirkungsgrad von 4.7 % bei der Wandlung der in dem Brennstoff gespeicherten in elektrische Energie möglich.

---

### 8.3 Fazit

---

In der Integrationsphase werden die Elemente Wärmeübertragersystem, Thermogenerator und Brennkammer zum Mikroenergiewandler zusammengefügt. Dabei wird das Wärmeübertragersystem schrittweise thermisch an den Thermogenerator (Wärmeabfuhr an der kalten Seite des Generators) und fluidisch an die Brennkammer (Dampfversorgung der Brennkammer) gekoppelt.

Die Ergebnisse der thermischen Kopplung an den Thermogenerator bestätigen, dass das Wärmeübertragersystem die erforderliche Wärmestromdichte vom Thermogenerator abführen kann. Dank des hohen Wärmedurchgangskoeffizienten des Wärmeübertragersystems bleibt die Temperatur der Verdampferwand auch bei hohen Wärmestromdichten nahe an der Sättigungstemperatur des Methanols ( $t_{sat,1 atm} = 64.2^\circ C$ ). Mit dem Wärmeübertragersystem werden Wärmedurchgangskoeffizienten bis zu  $16.5 W/(cm^2 K)$  gemessen, im Vergleich dazu gibt Hagen [21] Richtwerte für Blasensieden von  $2 W/(cm^2 K)$  und für Mikrokanalwärmeübertrager von  $20 W/(cm^2 K)$  an. Das Wärmeübertragersystem liegt, den Wärmedurchgangskoeffizienten betreffend, somit auf einem sehr hohen Niveau. Ein hoher Wärmedurchgangskoeffizient auf der kalten Seite des Thermogenerators ist für eine effiziente thermoelektrische Energiewandlung von entscheidender Bedeutung [63].

Die Elemente des Mikroenergiewandlers (Wärmeübertragersystem, Brennkammer und Thermogenerator) werden in der Phase der vollständigen Kopplung (thermisch und fluidisch) zusammengeführt. Hierbei wird bestätigt, dass das Konzept des thermoelektrischen Energiewandlers funktioniert. In der Konzeptionsphase wurde die gleichzeitige thermische und fluidische Kopplung als eines der größten Probleme bei der Verwirklichung des Mikroenergiewandlers angesehen. Eine Steigerung der Wärmegenerierung in der Brennkammer führt zu einer Zunahme der Dampfproduktion im Wärmeübertragersystem, dies kann wiederum zu einer Steigerung der Wärmegenerierung in der Brennkammer führen. Diese positive Rückkopplung kann ein thermisches Durchgehen des Systems verursachen. Dank der beiden Kreisläufe innerhalb des Wärmeübertragersystems wird jedoch überschüssiger Dampf nicht der Brennkammer zugeführt,



sondern intern kondensiert. Der Dampfmassenstrom, der an die Brennkammer abgegeben wird, lässt sich dadurch weitgehend unabhängig vom zugeführten Wärmestrom regeln.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Dampfmassenstrom starken Schwankungen unterliegt. Diese Schwankungen nehmen mit steigendem Verdampfer-Wärmestrom zu und hängen mit Druckoszillationen innerhalb des Wärmeübertragersystems zusammen. Der Einfluss dieser Druckoszillationen auf den Dampfmassenstrom kann durch eine Steigerung des Drucks innerhalb des Wärmeübertragersystems verringert werden. Mit einem Überdruck von mehr als 5 kPa im Wärmeübertragersystem gelingt es, Versuche mit dem vollständig gekoppelten Mikroenergiewandler durchzuführen, bei denen die Brennkammer über einen längeren Zeitraum stabil brennt. Der erforderliche Systemdruck kann zum Beispiel durch Druckluft aufgebaut werden, die zwischen die Silikonmembran des Tanks und das Tankgehäuse eingebracht wird (vgl. Abb. 5.1). Da Brennstoff das Wärmeübertragersystem verlässt und in der Brennkammer verbrannt wird, nimmt der Druck im Laufe des Versuchs jedoch stetig ab.

Dauerhaft kann der Druck im Verdampfer des Wärmeübertragersystems hydrostatisch durch das Anheben des Tanks oder über die im System befindlichen nichtkondensierbaren Gase gesteigert werden. Eine Steigerung des Systemdrucks gegenüber dem Umgebungsdruck mit den im System befindlichen Gasen hat den Vorteil, dass es lageunabhängig funktioniert. In den Versuchen kann der Verdampferdruck auf diese Weise um bis zu 20 kPa gegenüber dem Umgebungsdruck angehoben werden (vgl. Abb. 8.5 c). Um den gleichen Druckanstieg über eine Höhendifferenz zwischen Tank und Verdampfer zu erzielen, muss der Tank 2.58 m höher als der Verdampfer angeordnet werden. Diese erforderliche Höhendifferenz widerspricht der Forderung nach einem möglichst kompakten Mikroenergiewandler.

Die wichtigsten Erkenntnisse aus den Versuchen in der Integrationsphase lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

1. Das Wärmeübertragersystem kann die Brennkammer mit dem geforderten Massenstrom von 9 g/h versorgen. Gleichzeitig wird die generierte Wärme ( $\approx 50$  W) erfolgreich von der kalten Seite des Thermogenerators abgeführt.
2. Aufgrund der Druckverluste, die in den Leitungen und in der Brennkammer auftreten, ist zur Versorgung der Brennkammer ein gegenüber der Umgebung deutlich erhöhter Verdampferdruck nötig ( $p_v - p_{\text{umg}} \approx 20$  kPa), der nicht alleine durch den Kapillardruck der verwendeten porösen Strukturen aufgebaut werden kann.
3. Ein erhöhter Druck im Verdampfer verringert auch den Einfluss der Druckschwankungen auf den Dampfmassenstrom  $\dot{M}_v$ . Dies ermöglicht eine relativ konstante Versorgung der Brennkammer auch bei hohen Wärmestromdichten.
4. Zum Aufbau eines Verdampferdrucks oberhalb des Umgebungsdrucks, wie in Punkt 2 und 3 beschrieben, können die nichtkondensierbaren Gase verwendet werden, die kontinuierlich den Verdampfer verlassen und sich im Tank ansammeln.

- 
5. Ein Erlöschen der Brennkammer tritt insbesondere dann auf, wenn der zugeführte Dampf-massenstrom verändert wird. Weitere Flammenstabilisierungs-Massnahmen sollten daher in Betracht gezogen werden.
  6. Ein Gesamtwirkungsgrad von bis zu 4.7 % ist mit dem entwickelten Mikroenergiewandler erzielbar (unter den im Kapitel 8.2.2 diskutierten Vorraussetzungen).

Ähnliche, auf einem Verbrennungsvorgang beruhende Power-MEMS erreichen geringere Wirkungsgrade zwischen 0.8 und 2.8 % [15, 50, 109]. Dabei werden Temperaturdifferenzen zwischen beiden Seiten des Thermogenerators von bis zu 70 °C [109], bzw. 110 °C [50] gemessen. Diese Systeme sind jedoch nicht konsequent nach thermodynamischen Gesichtspunkten optimiert. Dank der Optimierung des Wärmetransportes im Mikroenergiewandler, insbesondere durch die Integration des Wärmeübertragersystems, können höhere Wärmestromdichten und dadurch höhere Temperaturdifferenzen (bis zu 253 °C) erreicht werden. Dies ist die Ursache für den deutlich höheren Wirkungsgrad, den das hier vorgestellte System erreichen kann.



---

## 9 Zusammenfassung/Abstract

Ziel des Projektes 'Mikroenergieumwandlung' ist die Entwicklung eines miniaturisierten Kraftwerks, das elektrischen Strom zur Versorgung von portablen oder mobilen elektronischen Geräten generiert. Als Energiequelle für den Mikroenergieumwandler wird der flüssige Brennstoff Methanol verwendet. Der Brennstoff wird zunächst in einem Wärmeübertragungssystem verdampft, mit Luft gemischt und in einer Mikrobrennkammer verbrannt. Die frei werdende Wärme wird über einen Thermogenerator in elektrischen Strom umgewandelt.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung des Wärmeübertragungssystems für den Mikroenergieumwandler. Dieses hat die Aufgaben, die Mikrobrennkammer mit gasförmigem Brennstoff zu versorgen und den Thermogenerator zu kühlen.

Der gesamte Mikroenergieumwandler soll ohne bewegliche Teile funktionieren; der Brennstoff wird daher nicht mit einer Pumpe, sondern mit Hilfe von Kapillarkräften gefördert. Zwei unterschiedliche Konzepte für ein kapillar gepumptes Wärmeübertragungssystem werden vorgestellt. Beim ersten Konzept wird die nötige Kapillarkraft mit einer Rillenstruktur aufgebaut, es ähnelt in der Funktion einer Heat Pipe. In dem zweiten Konzept kommt eine poröse Struktur als Kapillarstruktur zum Einsatz. Der Aufbau dieses Systems ähnelt einem Capillary Pumped Loop (CPL).

Beide Wärmeübertragungssysteme werden experimentell charakterisiert, optimiert und verglichen. Dabei stehen der für die Versorgung der Brennkammer nötige Dampfmassenstrom und die für die Kühlung des Thermogenerators erreichbare Wärmestromdichte im Vordergrund. Die Ergebnisse zeigen, dass das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur besser für den Einsatz im Mikroenergieumwandler geeignet ist als das System mit Rillenstruktur. Das System erfüllt alle Anforderungen, die für eine Integration in den Mikroenergieumwandler gestellt werden. (Dampfmassenstrom  $\geq 9 \text{ g/h}$ , Wärmestromdichte  $\geq 15 \text{ W/cm}^2$ ).

In dem Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur treten Druckoszillationen aufgrund von Phasenwechselphänomenen auf. Diese führen zwar zu unerwünschten Schwankungen im Dampfmassenstrom, die Ergebnisse deuten jedoch an, dass sie die Wärmeübertragung im Verdampfer durch hochfrequente Benetzungsvorgänge positiv beeinflussen. Eine Analyse der Oszillationen weist daraufhin, dass sie für die sehr hohen gemessenen Wärmedurchgangskoeffizienten von bis zu  $16.5 \text{ W/(cm}^2 \text{ K)}$  verantwortlich sind.

Das Wärmeübertragungssystem mit poröser Struktur wird schrittweise in den Mikroenergieumwandler integriert und das Gesamtsystem experimentell untersucht, wobei ein stabiler Betrieb erreicht wird. Bei einer thermischen Brennkammerleistung von  $53 \text{ W}$  wird eine Temperatur von  $326^\circ \text{C}$  an der heißen Seite des Thermogenerators gemessen. Die kalte Seite des Thermogenerators bleibt da-

---

bei dank des hohen Wärmedurchgangskoeffizienten des Verdampfers im Wärmeübertragersystem auf einem relativ geringen Temperaturniveau von 73 °C. Mit einem Blei-Tellurid-Thermogenerator kann das System unter diesen Bedingungen einen Gesamtwirkungsgrad von 4.7 % und eine elektrische Leistung von 2.51 W erreichen.

The goal of the project 'micro energy conversion' is the development of a miniaturized power plant to supply mobile electronics. Liquid methanol is used as the energy source. The fuel is evaporated in a heat exchanger system, mixed with air and burnt in a micro combustor. The generated heat is converted to electrical energy by means of a thermoelectric generator.

This work is focused on the development of the heat exchanger system for the micro energy converter. The tasks of the heat exchanger system are generation of gaseous fuel for the combustion process and cooling of the thermoelectric generator.

The micro energy converter is supposed to work without moving parts. For this reason, the transport of the liquid fuel relies on capillary forces. Two different capillary pumped heat exchanger concepts are presented. The first concept employs micro grooved structures and its layout resembles a classical heat pipe. In the second concept the capillary structure is made of porous materials. It is constructed following the example of a capillary pumped loop (CPL).

Both heat exchanger systems are characterized, optimized and compared. Vapor generation and heat transfer performance are studied experimentally. The results show that the system with porous structures is superior to the system with grooved structures concerning implementation in the micro energy converter. The system with porous structures offers a high heat transfer performance and fulfils all requirements for the implementation (vapor mass flux  $\geq 9$  g/h, heat flux  $\geq 15$  W/cm<sup>2</sup>).

Pressure oscillations as a result of phase change phenomena are observed and investigated in the heat exchanger system. These pressure oscillations induce objectionable fluctuations of the vapor mass flux guided into the combustion chamber. However, the results also imply that the heat transfer performance of the evaporator is enhanced by the oscillations, due to high frequent liquid wetting of the evaporator wall. The analysis of the oscillations indicates that they are the reason for the high evaporator heat transfer coefficients of up to 16.5 W/(cm<sup>2</sup> K).

The heat exchanger system with porous structure is integrated into the micro energy converter and the complete system is studied experimentally. Stable operation of the micro energy converter is proved. During operation at a combustor thermal power of 53 W a thermoelectric generator hot side temperature of 326 °C is measured, while the temperature at the cold side of the thermoelectric generator is comparatively low (73 °C), as a result of the high heat transfer performance of the evaporator inside the heat exchanger system. Employing a lead-telluride thermoelectric generator the micro energy converter enables a total efficiency of up to 4.7 % and an electrical power of 2.51 W.

---

# 10 Ausblick

Der gesamte Mikroenergiewandler konnte im Labor erfolgreich in Betrieb genommen werden. Das Ziel des Projektes Mikroenergiewandlung ist somit erreicht. Der folgende Ausblick soll als Leitfaden für zukünftige Studien zur Optimierung des Wärmeübertragersystems und des Mikroenergiewandlers dienen und Ideen für weitere mögliche Anwendungen liefern.

---

## 10.1 Wärmeübertragersystem als Element des Mikroenergiewandlers

---

---

### Untersuchung der Oszillationen

---

In allen Betriebszuständen treten Temperatur- und Druckoszillationen in dem Wärmeübertragersystem auf. Diese wirken sich zwar negativ auf die Brennstoffförderung zur Brennkammer, aber vermutlich positiv auf die Wärmeübertragungsleistung aus. In zukünftigen Untersuchungen sollte das Ziel sein, ein grundlegendes Verständnis der Transportphänomene des Wärmeübertragersystems, insbesondere der Oszillationen und der Verdampfung in den Kapillarstrukturen, zu entwickeln. Darauf aufbauend kann das System weiter optimiert werden.

Eine Ursache für die Oszillationen sind vermutlich Rückwirkungen des Kondensationsprozesses. Allerdings scheint dies nicht der alleinige Grund zu sein. Ein stabiler Betrieb eines kapillar gepumpten Systems ohne messbare Druckschwankungen wurde in [67] erreicht. Dabei wurde ein Kondensator eingesetzt, der eine Kapillarstruktur enthält. Hydrodynamische Rückkopplungen zwischen den Elementen Verdampfer und Kondensator im Wärmeübertragersystem sind demnach von großer Bedeutung.

In der vorliegenden Arbeit werden nur Einflüsse auf die Oszillationen durch eine Veränderung der Geometrie des Verdampfers untersucht, die Kondensatorgeometrie wird nicht variiert. In Zukunft sollte daher untersucht werden, wie die Druckoszillationen im System durch Variationen von beidem, Verdampfer- und Kondensatorgeometrie, beeinflusst wird. Der Einsatz einer Kapillarstruktur im Kondensator sollte dabei in Betracht gezogen werden. Mögliche Variationsparameter sind zum Beispiel die Porenweite der Kapillarstruktur in Verdampfer und Kondensator sowie das Kondensatorvolumen.

Ein im Rahmen einer Studienarbeit entwickeltes, noch rudimentäres Modell zur Simulation der Oszillationen [103] kann parallel zu den experimentellen Untersuchungen erweitert werden. Insbesondere gilt es, die Teilmodelle des Verdampfungs- und des Kondensationsprozesses zu überarbeiten, da hier im ersten Ansatz sehr starke Vereinfachungen getroffen wurden.

---

Die Oszillationen führen unter bestimmten Betriebsbedingungen zu periodischen Benetzungsvorgängen der Dampfabzugskanäle. Die bisherigen Ergebnisse deuten daraufhin, dass dies den Wärmeübergang beim Verdampfen positiv beeinflusst [82, 83]. Dabei wird eine starke Abhängigkeit von der Kanalstruktur festgestellt. Mit einer Kanalstruktur, die eine große Kontaktfläche zur Kapillarstruktur hat, werden deutlich höhere Wärmedurchgangskoeffizienten erzielt als mit einer Kanalstruktur mit einer kleinen Kontaktfläche (vgl. Abb. 6.14). Durch die Verwendung von optischen Messmethoden kann die vermutete Korrelation von Benetzungsvorgängen und einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten überprüft werden. Dazu muss der Verdampfer optisch zugänglich sein. Mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera können die Benetzungsvorgänge studiert werden. Die lokalen Temperaturschwankungen, die durch die Benetzungsvorgänge hervorgerufen werden, können mit Hilfe der IR-Thermografie untersucht werden.

---

## Optimierung und Auslegung

---

Die Porenweite und die Dicke der Kapillarstruktur sowie die Kanalgeometrie im Verdampfer haben sich bisher als wichtige Parameter für eine Optimierung des Wärmeübertragersystems herausgestellt. So hängt z.B. die maximal übertragbare Wärmestromdichte wesentlich von der im Verdampfer eingesetzten Kapillarstruktur ab. In den Untersuchungen werden bisher hauptsächlich kommerziell erhältliche Sinterstrukturen als Kapillarstrukturen eingesetzt. Dabei wird festgestellt, dass die Porengrößenverteilung dieser Strukturen relativ breit ist. Die maximale Porengröße ist bestimmend für die Kapillarkraft des Systems. Die minimale und die mittlere Porengröße sind maßgeblich bestimmend für den Strömungswiderstand. Daher würde eine optimale Struktur aus Poren gleicher Größe bestehen. Die bisherigen Ergebnisse zeigen auch, dass eine Verringerung der Dicke der Kapillarstruktur sowohl zu einer höheren maximalen Wärmestromdichte, als auch zu einem höheren Wärmedurchgangskoeffizienten bei der Verdampfung führt. Neuartige, zum Teil am Darmstädter Center of Smart Interfaces vorhandene Mikrofertungsverfahren könnten in Zukunft zum Einsatz kommen, um Mikrostrukturen mit besser geeigneten Geometrien herzustellen.

Am Fachgebiet Nano- und Mikrofluidik an der TU Darmstadt soll ein elektrohydrodynamisches Energiewandlungskonzept untersucht werden. Für den Fall, dass diese Untersuchung positiv verläuft, könnte das Konzept in das Wärmeübertragersystem eines zukünftigen Mikroenergiewandlers integriert werden. Für einen effektiven Einsatz eines elektrohydrodynamischen Energiewandlers muss das Wärmeübertragersystem an die dazu erforderlichen thermischen und hydrodynamischen Randbedingungen angepasst werden. Theoretische Untersuchungen können klären, wie der Kreislauf angepasst werden kann, um eine möglichst hohe Effizienz bei der elektrohydrodynamischen Energiewandlung zu erreichen und wie dies die Auswahl der Materialien, Geometrien und des Fluids beeinflusst.

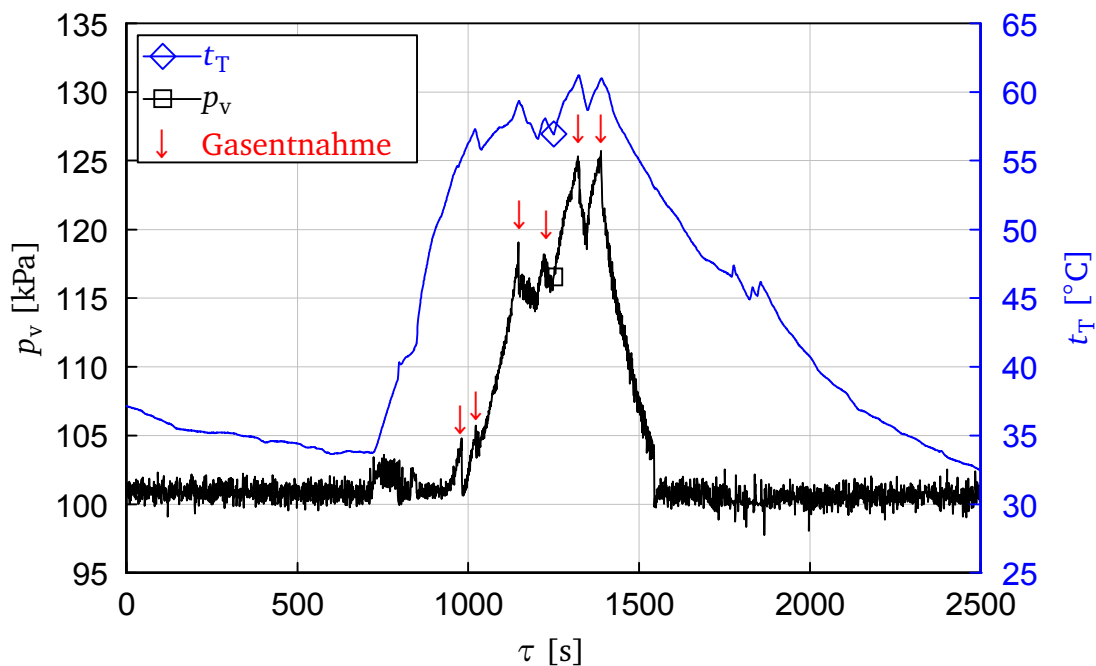
Die Brennkammer wird bisher durch Luft aus Druckgasflaschen versorgt. Für einen mobilen Einsatz ist es jedoch wichtig, Umgebungsluft für die Verbrennung nutzen zu können. Mit dem Ziel, einen Mikroenergiewandler ohne bewegliche Teile entwickeln zu wollen, schränkt sich die Auswahl an Verfahren zum Transport der Umgebungsluft in die Mikrobrennkammer stark ein; der Einsatz einer herkömmlichen Pumpe ist nicht möglich. Der Einsatz einer ioneninduzierten Strömung zur Luftförderung wird innerhalb des Projektes Mikroenergiewandlung untersucht. Mit dem entwickelten System kann jedoch nur ein Bruchteil des erforderlichen Drucks für einen Transport von Luft in die Mikrobrennkammer aufgebaut werden [8, 46]. Laut Kania [46] könnte der Einsatz von Nanoelektroden jedoch die Effizienz der ioneninduzierten Luftförderung deutlich steigern.

Eine weitere Alternative, die bisher noch nicht im Rahmen des Projektes Mikroenergiewandlung untersucht wurde, ist der Einsatz einer Venturi-Düse. Diese kann den Transport der Luft mit Hilfe der kinetischen Energie des Brennstoffstroms ermöglichen. Im Gegensatz zu einer ioneninduzierten Luftförderung ist der Aufbau einer Venturi-Düse sehr einfach und es wird keine elektrische Energie zum Transport der Luft benötigt. Der Einsatz einer Venturi-Düse erscheint vor allem aufgrund der Erkenntnis, dass nichtkondensierbare Gase im Wärmeübertragungssystem zum Druckaufbau genutzt werden können, vielversprechend. Der aus dem unter Druck stehenden Wärmeübertragungssystem ausströmende Brennstoffmassenstrom kann so die notwendige kinetische Energie erreichen. Die Tanktemperatur kann dabei als Einflussgröße zum Einstellen des erforderlichen Drucks dienen (siehe Kapitel 8.2.2).

Satoh et al. entwickelten und untersuchten Mikro-Venturi-Düsen für die Luftversorgung einer Mikrobrennkammer [79]. Mit einer der Düsen konnte ein für eine vollständige Verbrennung ausreichendes Verhältnis zwischen Sekundärstrom (Luft) und Primärstrom (Brennstoff) erreicht werden. Die Düse wurde für einen Überdruck des Primärstroms von 350 kPa ausgelegt.

Im Wärmeübertragungssystem wird ein Druck von bis zu 125 kPa mit dem Erhöhen der Tanktemperatur aufgebaut, was einem Überdruck gegenüber der Umgebung von etwa 24 kPa entspricht (siehe Abb. 10.1). Da das System nur für einen geringen Überdruck ausgelegt ist, werden höhere Drücke aus Sicherheitsgründen durch die Entnahme von nichtkondensierbaren Gasen aus dem Tank vermieden. Mit einem entsprechend ausgelegten System sind also deutlich höhere Drücke denkbar.





**Abb. 10.1:** Zusammenhang von Tanktemperatur und Druck im Wärmeübertragersystem

### Lageunabhängigkeit

Für eine mobile Anwendung des Mikroenergiewandlers ist eine lageunabhängige Betriebsweise wünschenswert. Das entwickelte Wärmeübertragersystem kann dieser Anforderung nur zum Teil gerecht werden. Zwar können die einzelnen Elemente des Wärmeübertragers sowohl horizontal als auch vertikal angeordnet werden, doch die Anordnung der Elemente relativ zueinander im Gravitationsfeld spielt eine wichtige Rolle. Der Kondensator B und der Tank sollten für eine einwandfreie Betriebsweise oberhalb des Verdampfers angebracht werden, um für den Abtransport von nichtkondensierbaren Gasen zu sorgen.

Für zukünftige Anwendungen kann die Menge an nichtkondensierbaren Gasen durch eine spezielle Aufbereitung des Brennstoffs sowie Evakuierung und Abdichtung des Systems stark verringert werden, was einen lageunabhängigeren Betrieb ermöglichen würde. Allerdings müsste dafür ein enormer Aufwand betrieben werden, der die Wirtschaftlichkeit eines solchen Systems in Frage stellt.

Auch wenn man die nichtkondensierbaren Gase vollständig aus dem System entfernen könnte, würde sich kein vollständig lageunabhängiger Betrieb einstellen. Wie bei allen kapillar gepumpten Systemen kann, abhängig von der Lage, der Einfluss der Gewichtskraft eine große Rolle spielen. Der Kapillardruck, den die hier untersuchten Verdampfer entwickeln, liegt in der Größenordnung von 1000 Pa (siehe Kapitel 6.2.1), was dem statischen Druck einer 13 cm hohen Flüssigkeitssäule aus Methanol entspricht. Um den Einfluss der Gewichtskraft auf die Leistung des Systems zu verringern, könnten poröse Strukturen mit wesentlich geringeren Porengrößen eingesetzt werden.

---

Die Untersuchung der unterschiedlichen Verdampfer hat jedoch gezeigt, dass die Abweichung zwischen mittlerer Porengröße und größter Pore mit kleiner werdender mittlerer Porengröße zunimmt. Die maximale Kapillarkraft eines Verdampfer hängt von der größten Pore in der Struktur und nicht von der mittleren Porengröße ab. Daher kann der Nachteil von kleineren Strukturen (höherer Druckwiderstand) in den hier vorgestellten Untersuchungen nicht in der erwarteten Größenordnung durch den Vorteil (höhere Kapillarkraft) kompensiert werden.

Aussichtsreich ist der Einsatz von Kapillarstrukturen, die eine wohldefinierte Porenweite und eine hohe Porosität aufweisen. Der Einsatz der porösen Siliziumstruktur (Verdampfer V6), hergestellt am Max Planck Institut, mit einer Porenweite von nur 1  $\mu\text{m}$  zeigt hierzu erste erfolgversprechende Ergebnisse. Für eine weiterführende Untersuchung sollte jedoch die Dicke des Materials erhöht werden. Die Festigkeit der nur 100  $\mu\text{m}$  dicken Struktur ist für den Einsatz im Verdampfer nicht ausreichend. Außerdem führt die geringe Dicke und die gute Wärmeleitfähigkeit des Siliziums dazu, dass die Temperaturverteilung in der gesamten Struktur sehr homogen ist. Dadurch wird bei hohen Wärmestromdichten nicht nur der Bereich der Struktur in der Nähe der Dampfabzugskanäle auf Temperaturen oberhalb der Sättigungstemperatur aufgeheizt, sondern die gesamte Struktur, was frühzeitig zum Austrocknen und damit zum Zusammenbruch der Fluidzirkulation im System führen könnte.

---

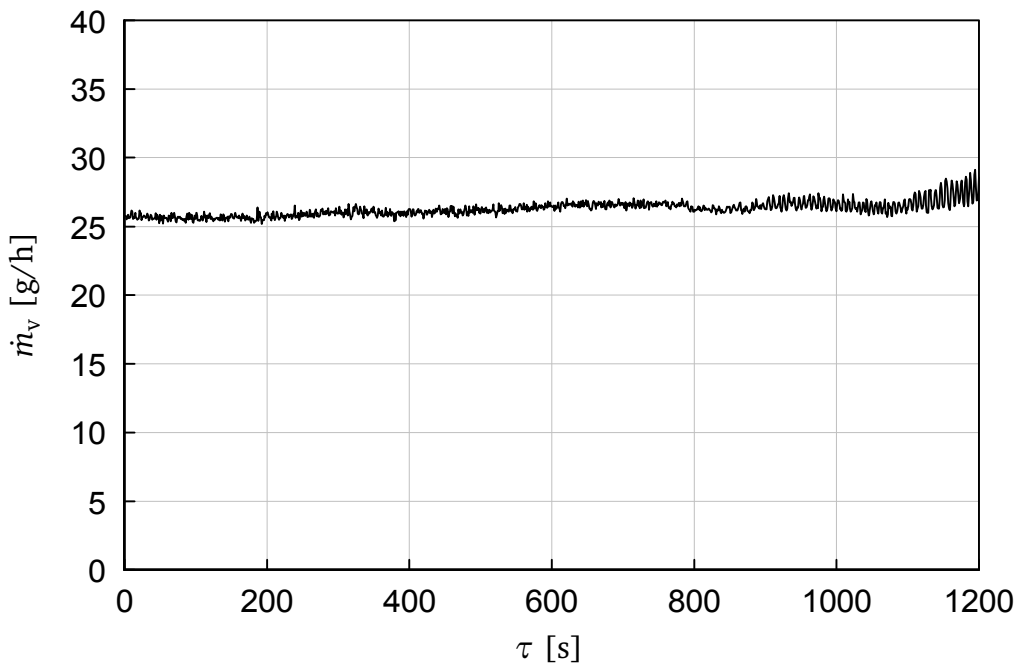
## Regelung der Massenströme

---

Der Mikroenergiewandler benötigt teure und schwere Massenstromregler für die Regelung von Brennstoff- und Luftmassenstrom. Auch Brennstoffzellen benötigen an die gewünschte Leistung angepasste Brennstoff- und Oxidatormassenströme. Diese werden in der Regel mit Pumpen vorgegeben.

Für den Einsatz als Massenprodukt wäre es gut, wenn der Mikroenergiewandler in Zukunft auf komplexe Geräte zur Massenstromregelung verzichten könnte. Die Ergebnisse zeigen, dass ein nahezu konstanter Brennstoffmassenstrom auch ohne Regelung über einen längeren Zeitraum erzielt werden kann, wenn die Zunahme des Drucks durch die nichtkondensierbaren Gase die Abnahme des hydrostatischen Drucks aufgrund des sinkenden Flüssigkeitsspiegels im Tank ausgleicht (siehe Abb. 10.2).

Der Brennstoffmassenstrom, der vom Wärmeübertragersystem in die Brennkammer transportiert wird, hängt von der Druckdifferenz zwischen beiden Elementen ab. Da der Druck im Wärmeübertragersystem wiederum von der Tanktemperatur abhängt, könnte über eine gezielte Beeinflussung der Tanktemperatur der Brennstoffmassenstrom je nach Bedarf gesteuert werden. Die Tanktemperatur könnte zum Beispiel durch eine veränderbare wärmeübertragende Fläche von Kondensator B beeinflusst werden. Eine solche Maßnahme kann den Einsatz von aufwendigen Reglern überflüssig machen und gegenüber Brennstoffzellen zu deutlichen Vorteilen in den Faktoren Komplexität, Kosten und spezifischer Energie des Gesamtsystems führen.



**Abb. 10.2:** Verlauf des Massenstroms über der Zeit in einem Versuch mit Verdampfer V1 und vollständig geöffnetem Massenstromregler-Ventil

---

## Wärmeabfuhr

---

Das Wärmeübertragungssystem erlaubt den Transport der Abwärme des Mikroenergiewandlers über Entfernungen von mehreren Dezimetern. Dadurch kann die im Mikroenergiewandler generierte Abwärme sehr einfach aus einem portablen elektronischen Gerät heraustransportiert werden. Dies ist ein wesentlicher Vorteil gegenüber Power-MEMS, Akkumulatoren oder Brennstoffzellen, die nicht über eine so effiziente Technik zur Wärmeabfuhr verfügen. Aufgrund des geringen Wirkungsgrads von aktuellen Thermogeneratoren im Bereich von ca. 5 % übersteigt jedoch die abzuführende Wärmemenge die, die vergleichbare Brennstoffzellen oder Akkumulatoren freisetzen. So erreichen portable Brennstoffzellen derzeit einen Wirkungsgrad von 13 bis 25 %, der Entladewirkungsgrad von Lithiumionen-Akkus liegt sogar bei ca. 90 Prozent [76]. Der Mikroenergiewandler kann daher nur in Anwendungen zum Einsatz kommen, bei denen größere Wärmeströme abgeführt werden können.

---

## 10.2 Einsatz des Wärmeübertragungssystems zur Kühlung von Elektronik

---

Der Wärmestrom, der in mikroelektronischen Bauteilen freigesetzt wird, ist in den letzten Jahrzehnten kontinuierlich angestiegen. Es wird erwartet, dass die von Computerchips abzuführende Wärmestromdichte im Jahre 2012 bis zu  $140 \text{ W/cm}^2$  betragen wird [3]. Die Chip-Temperaturen müssen dabei aus Gründen der Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit auf einem relativ niedrigem Niveau gehalten werden (ca.  $100^\circ\text{C}$ ) [24]. Stand der Technik in der Chip-Kühlung ist derzeit

---

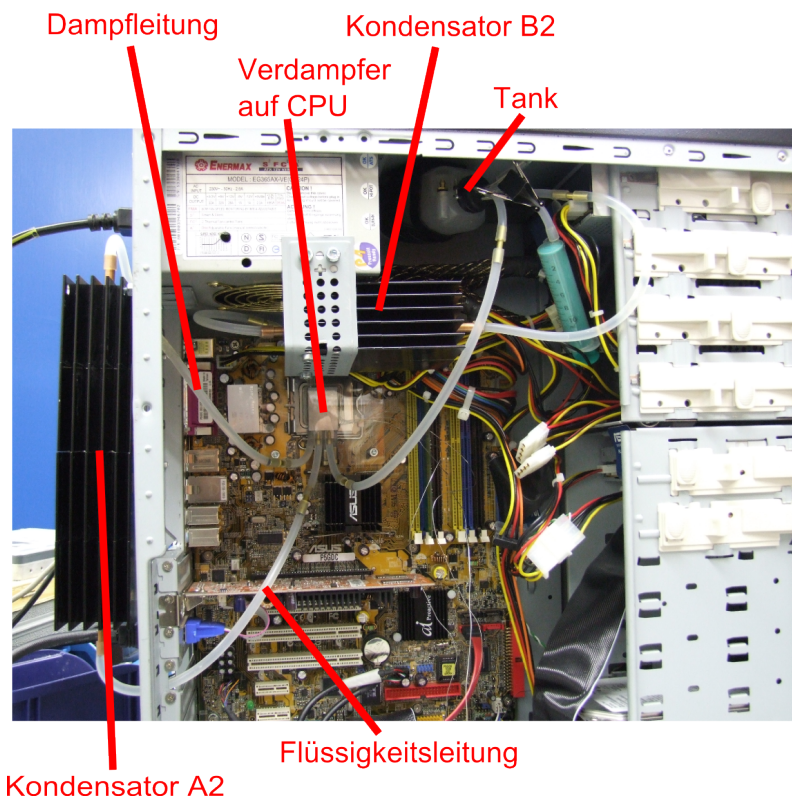
erzwungene Konvektion mit dem Medium Luft, jedoch werden auf diese Art nur Wärmestromdichten von bis zu  $1.6 \text{ W/cm}^2$  bei einer Temperaturdifferenz von  $80^\circ\text{C}$  zwischen Chip und Luft erreicht [24].

Bezüglich der in Zukunft notwendigen Kühlleistung für CPUs gibt es verschiedene Standpunkte. Zum Einen wird erwartet, dass konventionelle Lüfter-Kühlungsmethoden die Wärmeabfuhr von CPUs zukünftiger Generationen nicht bewerkstelligen können [99]. Zum Anderen wird davon ausgegangen, dass die Leistungsgrenze der luftbasierten Prozessorkühlung dazu führt, dass eine weitere Erhöhung der Taktrate von CPUs nur in kleinen Schritten möglich ist und die prognostizierten Taktraten nicht erreicht werden [5]. Ein dritter Standpunkt ist, dass eine weitere Steigerung der Taktrate von CPUs kaum möglich ist, da die damit steigende Wärmedissipation selbst mit deutlich besseren Kühlungstechnologien nicht in den Griff zu bekommen ist. Daher ist eine Leistungssteigerung nur mit einer Parallelisierung der Rechenoperationen durch den Einsatz von Multikernprozessoren erreichbar [7]. In allen drei Fällen wird die Kühlung als eines der kritischsten Probleme in der Weiterentwicklung von CPUs angesehen.

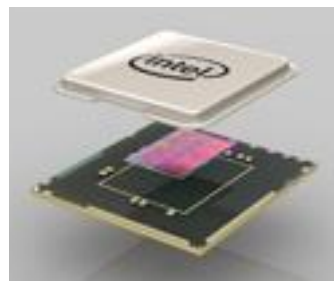
Spraykühler, Mikrokanalwärmeübertrager und kapillar gepumpte Wärmeübertrager könnten die Wärmeabfuhr von mikroelektronischen Bauteilen gegenüber luftbasierten Systemen deutlich verbessern, die Forschungsbemühungen sind in diesen Bereichen in den letzten Jahren daher stark angestiegen [25, 43, 62, 73, 80, 81, 82, 89, 108]. Der Vorteil von kapillar gepumpten Systemen ist, dass sie keine Pumpe für den Fluidtransport benötigen. Gegenüber anderen Systemen weisen sie jedoch auch einige Nachteile auf. Heat Pipes, LHPs und CPLs müssen im Laufe des Befüllvorgangs aufwendig entgast werden. Sie müssen hermetisch abgedichtet sein, um einen Verlust des Arbeitsmediums und ein Eindiffundieren von Gasen zu verhindern. Weiterhin müssen sie mit einem spezifischen, schwer zu bestimmenden Fluidvolumen befüllt werden. Insbesondere CPLs benötigen häufig eine komplexe Inbetriebnahme-Prozedur, welche den möglichen Einsatzbereich stark einschränkt. Mit neuartigen Konzepten wird versucht, einige dieser Probleme, insbesondere das Toleranzproblem gegenüber nichtkondensierbaren Gasen, in den Griff zu bekommen [30, 31].

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte kapillar gepumpte Wärmeübertragungssystem weist keinen der oben genannten Nachteile von klassischen kapillar gepumpten Systemen auf. Auch dank seiner sehr hohen Wärmeübertragungsleistung ist es für den Einsatz zur Kühlung von elektronischen Komponenten sehr gut geeignet.

Um die Machbarkeit dieser Idee zu demonstrieren wurde ein handelsüblicher Rechner für die Kühlung durch das Wärmeübertragungssystem umgebaut (siehe Abb. 10.3) [14]. Bei der verwendeten CPU handelt es sich um einen Pentium 4 mit einer Taktrate von  $3.4 \text{ GHz}$  und einer maximalen Leistungsaufnahme von  $\dot{Q}_{H, \max} = 115 \text{ W}$ . Der Chip ist entsprechend Abb. 10.4 aufgebaut [35]. Die eigentliche CPU mit einer Fläche von ca.  $1 \text{ cm}^2$  (mittleres Teil) ist zwischen



**Abb. 10.3:** Wärmeübertragungssystem als passives Kühlsystem für einen Computerchip



**Abb. 10.4:** Aufbau eines Computerchips [35]

---

der Trägerplatte (unteres Teil) und einem Wärmeverteiler aus Kupfer mit einer Fläche von  $9\text{ cm}^2$  (oberes Teil) eingebettet.

Der ursprünglich vorhandene CPU-Kühler mit Lüfter sowie der an der Rückseite des Gehäuses angebrachte Gehäuselüfter wurden bei dem Umbau des Computers entfernt. Der Verdampfer V4 ist mit einer Plexiglasplatte auf dem Wärmeverteiler der CPU befestigt. Der Verdampfer V4 hat, wie alle ursprünglich für die Kühlung des thermoelektrischen Generators entwickelten Verdampfer, eine wärmeübertragende Fläche von nur  $3\text{ cm}^2$  und ist somit für den Wärmeverteiler der CPU in den Abmessungen stark unterdimensioniert. Der Verdampfer ist im mittleren Bereich des Wärmeverteilers der CPU angebracht.

Anstelle der beiden Kondensatoren A und B werden mit Kühlrippen versehene Kondensatoren (Kondensatoren A2 und B2) verwendet, die durch natürliche Konvektion der umgebenden Luft gekühlt werden. Kondensator A2 ist außerhalb des Computergehäuses an dessen Rückseite angebracht. Dadurch wird der größte Teil der Wärme direkt von der CPU an die Aussenluft abgeführt und verbleibt nicht innerhalb des Computergehäuses. Der kleinere Kondensator B2 ist innerhalb des Gehäuses angebracht. Es wird ein Tank mit einem Volumen von  $110\text{ cm}^3$  und Silikon-Verbindungsleitungen verwendet. Als Arbeitsmedium wird auch für dieses System Methanol mit einer Siedetemperatur von  $t_{\text{sat},1\text{atm}} = 64.2^\circ\text{C}$  verwendet.

Vor der Inbetriebnahme des Computers werden Gasblasen in der Dampfleitung oder im Kondensator A2 mit einer Spritze entfernt. Aufgrund des großen Höhenunterschieds innerhalb des Kondensators A2 kann die Auftriebskraft, die auf die Gasblasen wirkt, eine Inbetriebnahme des Wärmeübertragungssystems verhindern. In zukünftigen Systemen kann dieses Problem zum Beispiel durch ein horizontales Durchströmen des Kondensators vermieden werden.

Mit dem Programm *CPU Stability Test* von Jouni Vuorio wird der umgebaute Computer einem PC-Stresstest unterzogen. Dabei wird die CPU-Auslastung durch das Berechnen von komplexen Algorithmen dauerhaft auf 100 % gehalten. Nach einer Betriebszeit von ca. 30 min stellt sich ein stationärer Zustand ein. Mit dem Programm *Sandra* von SiSoftware werden Leistungsaufnahme (entspricht dem abzuführenden Wärmestrom) und Temperatur der CPU gemessen. Bei einer Umgebungstemperatur von  $24^\circ\text{C}$  werden  $\dot{Q}_{\text{CPU}} = 102\text{ W}$  und  $t_{\text{CPU}} = 88^\circ\text{C}$  gemessen. Durch den Einsatz eines Lüfters zur Kühlung des extern angebrachten Kondensators A2 kann die CPU-Temperatur noch um  $5^\circ\text{C}$  auf  $t_{\text{CPU}} = 83^\circ\text{C}$  abgesenkt werden. Als maximale Einsatztemperaturen werden für CPUs, je nach Hersteller und Chip, Werte zwischen  $64^\circ\text{C}$  und  $100^\circ\text{C}$  angegeben [6]. Die hier gemessene Temperatur ist damit zwar in einem relativ hohen Bereich, wird jedoch von vielen aktuellen CPUs toleriert. Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Verdampfer nur 1/3 der Fläche der gekapselten CPU kühlt. In Tabelle 10.1 sind die für die CPU-Kühlung relevanten Wärmeströme und Wärmestromdichten zusammengefasst.

Der Demonstrator bestätigt, dass sich das Wärmeübertragungssystem zur Kühlung von aktuellen und zukünftigen Computerchips eignet. Das Wärmeübertragungssystem erlaubt die Verringerung der Fläche des Wärmeverteilers eines aktuellen Computerchips auf 1/3 der Fläche bei identischer

**Tab. 10.1:** Wärmeströme und Wärmestromdichten im Demonstrator (CPU-Auslastung 100 %)

Wärmestrom der CPU:	102 W
Wärmestromdichte bezogen auf Fläche der CPU:	102 W/cm <sup>2</sup>
Wärmestromdichte bezogen auf Fläche des Wärmeverteilers:	11.3 W/cm <sup>2</sup>
Wärmestromdichte bezogen auf Fläche des Verdampfers:	34 W/cm <sup>2</sup>

Leistung. Zukünftige CPUs mit den gleichen Abmessungen wie die untersuchte CPU, aber mit der dreifachen Leistung (306 W), können voraussichtlich mit einem in den Abmessungen angepassten Wärmeübertragungssystem gekühlt werden. Zu diesen viel versprechenden Leistungsdaten kommt hinzu, dass die Kühlung über das Wärmeübertragungssystem passiv und daher lautlos und ohne elektrischen Energieaufwand erfolgt. Gegenüber dem ursprünglichen Computer werden zwei Lüfter eingespart.



---

# Anhang

---

## Berechnung der Wärmeströme

---

Die dem Verdampfer zugeführten und von den beiden Kondensatoren abgeführten Wärmestromdichten werden über Temperaturdifferenzen in den Heiz- und Kühlblöcken bestimmt. Die Temperaturen werden über Thermoelemente gemessen, die in einem Abstand von 30 mm in die Blöcke eingelötet sind (siehe Abb. 10.5 und 10.6). Die Blöcke sind thermisch gut isoliert, daher wird von eindimensionaler Wärmeleitung innerhalb der Blöcke ausgegangen. Die Wärmeströme werden nach der Fourier'schen Wärmeleitungsgleichung [71] unter Berücksichtigung der Abstände der Thermoelemente, der Wärmeleitfähigkeit der Blöcke und der gemessenen Temperaturen bestimmt:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{l} (T_1 - T_2) \quad (10.1)$$

Weitere Informationen, insbesondere zu den genauen Positionen der Thermoelemente und zur Mittelwertbildung der Temperaturen, können der Studienarbeit von Tobias Götz [19] entnommen werden.

---

## Kalibrierung der Thermoelemente

---

Alle verwendeten Thermoelemente werden im Thermostat mit Hilfe eines Pt-100 Widerstandsthermometers kalibriert. Das Pt-100 ist vom Deutschen Kalibrierdienst geeicht und weist laut Urkunde einen mittleren Fehler von  $\pm 0.01^\circ\text{C}$  auf. Die Thermoelemente und das Pt-100 werden zusammen in das Ölbad des Thermostats getaucht. Der gesamte Temperaturbereich, in dem die Thermoelemente zum Einsatz kommen, wird in Abständen von  $5^\circ\text{C}$  im Thermostat temperiert. Dabei werden Messungen durch die Thermoelemente und das Pt-100 durchgeführt. Polynome dritter Ordnung werden verwendet, um die Messwerte der Thermoelemente an die als Referenz verwendeten Messwerte des Pt-100 anzugleichen (Gl. 10.2). Die Koeffizienten der Polynome werden durch eine Regression nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt (Polyfit Funktion von The MathWorks™ - Matlab).

$$t_{\text{kal}} = a_0 + a_1 t_{\text{mess}} + a_2 t_{\text{mess}}^2 + a_3 t_{\text{mess}}^3 \quad (10.2)$$



Eine Validierung der Kalibrierung zeigt, dass die Abweichung zwischen den kalibrierten Thermoelementen und dem Pt-100 an allen Messpunkten kleiner als  $0.11\text{ }^{\circ}\text{C}$  ist. In einer konservativen Abschätzung, in der auch der Fehler des Pt-100 einfließt, wird daher ein mittlerer Fehler der gemessenen Temperatur von  $\pm 0.15\text{ }^{\circ}\text{C}$  für die kalibrierten Thermoelemente angenommen.

---

## Berechnung der Sättigungstemperatur

---

Die Sättigungstemperatur von Methanol wird über den gemessenen Druck  $p_v$  berechnet. Dazu wird eine Korrelation aus dem Programm *Engineering Equation Solver* verwendet, die auf Messwerten aus [74] beruht. Die Genauigkeit des Absolutdrucksensors beträgt  $\pm 250\text{ Pa}$ , was einem mittleren Fehler der Sättigungstemperatur von  $\pm 0.07\text{ }^{\circ}\text{C}$  entspricht. Der Fehlereinfluss der Korrelationsgleichung ist dagegen nicht bekannt. Für die Berechnung der Standardabweichung wird der Fehler daher zu  $\pm 0.15\text{ }^{\circ}\text{C}$  geschätzt.

---

## Standardabweichung der direkten und indirekten Messgrößen

---

Bei einer ausreichend großen Anzahl von Messungen lassen sich Mittelwert und Standardabweichung direkter und indirekter Messgrößen statistisch erfassen. Aufgrund des hohen experimentellen Aufwands wird in dieser Arbeit jedoch keine statistisch aussagekräftige Anzahl von Wiederholungen durchgeführt. Stattdessen wird die Standardabweichung der direkten Messgrößen ( $T, d, \lambda$ ) abgeschätzt und aus ihr die Standardabweichung der indirekten Messgrößen ( $\dot{q}_V, k_V$ ) über das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet (Gl. 10.3).

$$s_z = \sqrt{\left(\frac{\partial z}{\partial x_1} s_{x1}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial x_2} s_{x2}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial x_3} s_{x3}\right)^2 + \dots} \quad (10.3)$$

Das Fehlerfortpflanzungsgesetz beschreibt, wie sich die Standardabweichung ( $s_{x1}, s_{x2}, s_{x3}, \dots$ ) der gemessenen Größen auf die gesuchte Standardabweichung ( $s_z$ ) der indirekt ermittelten Größe auswirkt.  $\frac{\partial z}{\partial x_1}, \frac{\partial z}{\partial x_2}, \frac{\partial z}{\partial x_3}, \dots$  sind die partiellen Ableitungen der Funktion  $z(x_1, x_2, x_3, \dots)$  nach den Größen  $x_1, x_2, x_3, \dots$ .

Im Folgenden sind die Standardabweichungen, die in die Berechnung von  $s_{\dot{q}_V}$  und  $s_{k_V}$  eingehen, aufgelistet:

- Bestimmung der Temperaturen (mittels Thermoelement, bzw. Sättigungstemperatur mittels Drucksensor):  $s_t = \pm 0.15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Abstand zwischen den Thermoelementen in Heiz- und Kühlblöcken:  $s_d = \pm 0.2\text{ mm}$

- Wärmeleitfähigkeit der Heiz- und Kühlblöcke:  $s_\lambda = \pm 15 \text{ W/(m K)}$

---

## Berechnung der spektralen Leistungsdichte (PSD)

---

Die spektrale Leistungsdichte, auch als Power Spectral Density (PSD) bezeichnet, beschreibt die Verteilung der Leistung eines Signals über die Frequenz. Die PSD zeigt, bei welchen Frequenzen ein Signal stark variiert und bei welchen Frequenzen die Variationen schwach sind. Die Einheit der PSD ist Leistung/Frequenz. Dem Wiener-Khintchine-Theorem nach ist die spektrale Leistungsdichte als Fourier-Transformierte der Autokorrelationsfunktion definiert [65]:

$$S_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} r_{xx}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (10.4)$$

Umgekehrt gilt:

$$r_{xx}(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (10.5)$$

Für  $\tau = 0$  erhält man aus Gl. 10.5 die mittlere Leistung:

$$s_x^2 = r_{xx}(0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(\omega) d\omega \quad (10.6)$$

In der vorliegenden Arbeit werden die PSDs mit der Software *Diadem* von National Instruments berechnet. Weitere Informationen zur Berechnung der spektralen Leistungsdichte können [65, 97, 110] entnommen werden.

---

## Stoffdaten

---

In Tabelle 10.2 sind Stoffdaten von Methanol aufgelistet. Sie beziehen sich auf den Sättigungszustand ( $p_{\text{sat}} = 1 \text{ bar}$ ,  $t_{\text{sat}} = 64.2 \text{ °C}$ ). Der Kontaktwinkel  $\vartheta_{\text{Met}}$  von Methanol hängt von vielen Parametern wie Fluid/Material-Paarung, Temperatur und Wärmestromdichte ab. In der Tabelle ist für  $\vartheta_{\text{Met}}$  ein Erfahrungswert für die Auslegung von Heat Pipes angegeben.

**Tab. 10.2:** Stoffwerte von Methanol

Größe [Einheit]	Wert	Quelle
$\vartheta_{\text{Met}}$ [°]	35	VDI Wärmeatlas [100]
$\sigma_{\text{Met}}$ [N/m]	0.01897	Somayajulu, G. R. [90]
$\Delta h_v$ [kJ/kg]	1102.0	de Reuck et al. [74]
$\rho_v$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.221	VDI Wärmeatlas [100]
$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	748.4	VDI Wärmeatlas [100]

---

## Messgeräte und Zubehör

---

### 1. Absolutdrucksensor

Typbezeichnung: ED 701

Hersteller: Baumer

Messbereich: 0...2.5 bar

Genauigkeit:  $\pm 250$  Pa

### 2. Beleuchtung

Typbezeichnung: KL 2500 LCD

Hersteller: Schott

Art: 250-Watt cold light reflector lamp

### 3. Differenzdrucksensor

Typbezeichnung: FCX-A/C II

Hersteller: Fuji Electric France

Messbereich: 0...400 mbar

Genauigkeit:  $\pm 40$  Pa

### 4. Hochgeschwindigkeitskamera

Typbezeichnung: Fastcam-X1024-PCI

Hersteller: Photron

Max. Auflösung: 1024 x 1024 Pixel

Max. Bildfrequenz: 109500 fps

### 5. Massenstromregler

Typbezeichnung: F-201DZ-AAD-33-V Low- $\Delta p$ -Flow

Hersteller: Bronckhorst High-Tech

---

Messbereich: 0...100 g/h  
Druckverlust: < 100 Pa (bei Volumenströmen < 2 l/min)  
Genauigkeit:  $\pm 0,1$  g/h  
Medium: Methanol in Dampfphase

6. Netzteil der Drucksensoren

Typbezeichnung: VLP 2403pro  
Hersteller: Voltcraft  
Arbeitsbereiche: 0...40 V / 0...3 A, Gleichstrom

7. PC zur Messdatenverarbeitung und -speicherung

8. SCXI-Karte

Typbezeichnung: Zusammenschluss mehrerer Komponenten  
NI SCXI - 1000 - Gehäuse  
NI SCXI - 1302 - Anschlüsse für den Absolutdrucksensor  
NI SCXI - 1303 - Anschlüsse für Thermoelemente  
NI CB-68LPR - Anschluss für den Differenzdrucksensor  
Hersteller: National Instruments

9. Thermoelemente

Typbezeichnung: Thermoelemente Typ K  
Alle Thermoelemente wurden kalibriert  
Genauigkeit:  $\pm 0.15$  K (nach Kalibrierung)

---

## Elemente des Wärmeübertragersystems/Mikroenergiewandlers

---

1. Sammel-tank

Typbezeichnung: Bubbless Fuel Tank 4015 - 110 ccm  
Hersteller: Unbekannter japanischer Hersteller, deutscher Vertrieb durch setUpMuffler, Bruno Stuekerjuergen  
Volumen: 110 cm<sup>3</sup>

2. Tank

Typbezeichnung: Bubbless Fuel Tank 4015 - 110 ccm und 200 ccm

---

Hersteller: Unbekannter japanischer Hersteller, deutscher Vertrieb durch setUpMuffler, Bruno Stuekerjuergen

Volumen:  $110\text{ cm}^3$  und  $200\text{ cm}^3$

### 3. Thermogenerator

Typbezeichnung: Peltier-Element TEC1-1703

Leistungsdaten: max. Nennspannung: 1.9 V

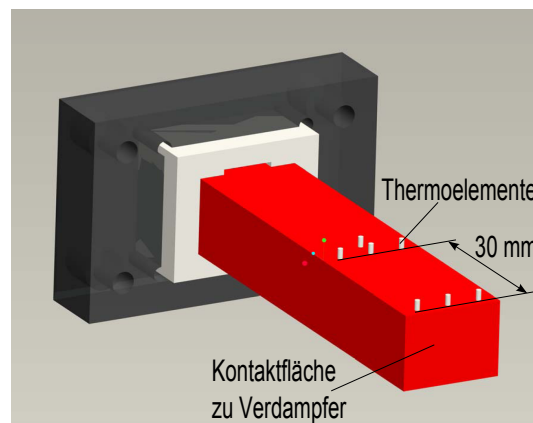
max. Strom: 3 A

max. Einsatztemperatur:  $230\text{ }^{\circ}\text{C}$

---

## Elemente zur Wärmezufuhr und -abfuhr

---



**Abb. 10.5:** CAD Skizze des Heizblocks

### 1. Heizblock

Material: Hochreines Kupfer ( $\lambda > 385\text{ W}/(\text{m K})$ )

Bohrungen für zwei Hochleistungsheizpatronen

Berechnung der Verdampfer-Wärmestromdichte über Temperaturen die im Abstand von 30 mm mit Thermoelementen gemessen werden (siehe Abb. 10.5)

### 2. Hochleistungsheizpatronen

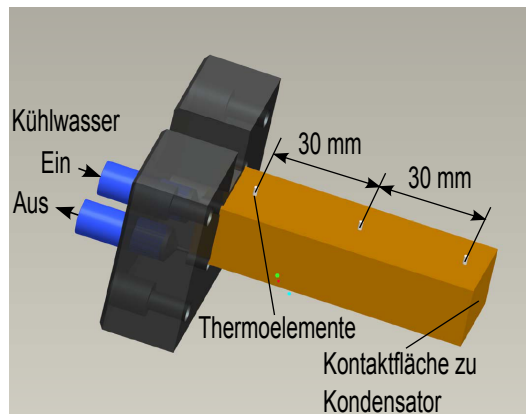
Typbezeichnung: HP-10; 6.5 x 50

Hersteller: WEMA Beheizungstechnik GmbH

Leistung: 250 W

### 3. Netzteil Heizpatronen

Typbezeichnung: EA-PS 3150-04 B



**Abb. 10.6:** CAD Skizze des Kühlblocks

Hersteller: EA Elektro-Automatik GmbH

Arbeitsbereich: 0...150 V / 0...4 A, Gleichstrom

#### 4. Heizkabel

Typbezeichnung: HST42 0.7 m 20 W

Hersteller: Horst GmbH

Leistung: 20 W

#### 5. Netzteil Heizkabel

Typbezeichnung: EA-PS 3065-05 B

Hersteller: EA Elektro-Automatik GmbH

Arbeitsbereich: 0...85 V / 0...5 A, Gleichstrom

#### 6. Kühlblöcke

Material: Hochreines Kupfer ( $\lambda > 385 \text{ W/(m K)}$ )

Kanäle für Kühlwasser

Berechnung der Kondensator-Wärmestromdichte über Temperaturen die im Abstand von 30 mm mit Thermoelementen gemessen werden (siehe Abb. 10.6)

#### 7. Thermostat

Typbezeichnung: Ministat 125/w

Hersteller: Huber

Arbeitsbereich: -25...150 °C



---

# Literaturverzeichnis

- [1] ALLEN, J.S. und K.P. HALLINAN: *A study of the fundamental operation of a capillary driven heat transfer device in microgravity*. In: *32nd National Heat Transfer Conference, Baltimore*, 1997.
- [2] ALLEN, J.S. und K.P. HALLINAN: *A study of the fundamental operation of a capillary-driven heat transfer device in both normal and low gravity Part 2. Effect of evaporator meniscus oscillations*. In: *Space technology and applications international forum, Albuquerque*, 1999.
- [3] ANANDAN, S.S. und V. RAMALINGAM: *Thermal management of electronics: a review of literature*. *Thermal Science*, 12(2):5–26, 2008.
- [4] BAEHR, H.D. und K. STEPHAN: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer, Berlin, 6. Auflage, 2008.
- [5] BRINKSCHULTE, U. und T. UNGERER: *Mikrocontroller und Mikroprozessoren*. Springer, Berlin, 2. Auflage, 2007.
- [6] BROCKSCHMIDT, M., R. FIEBIG, S. GROSSKLASS, R. HILDEBRANDT, R. KNAEPPER, M. KUHLMANN, T. LANGE, H. MEYER, H. OTTERBACH und S. PAQUET: *CPU+Mainboard-FAQ*. <http://dch-faq.de/index.html>, Seite aufgerufen am 02.08.2010.
- [7] BULLINGER, H.-J.: *Technology guide. Principles - applications - trends*. Springer, Berlin, 2009.
- [8] BUSCH, J.-P.: *Konstruktive Realisierung einer Mikroluftförderung für einen Mikroenergiewandler*. Bachelorarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2009.
- [9] BUTRYMOWICZ, D., M. TRELA und J. KARWACKI: *Enhancement of condensation heat transfer by means of passive and active condensate drainage techniques*. *International Journal of Refrigeration - Revue Internationale Du Froid*, 26(4):473–484, 2003.
- [10] DUGHAISH, Z.H.: *Lead telluride as a thermoelectric material for thermoelectric power generation*. *Physica B-Condensed Matter*, 322(1-2):205–223, 2002.
- [11] EPSTEIN, A.H., S.D. SENTURIA, G. ANATHASURESH, A. AYON, K. BREUER, K.S. CHEN, F.E. EHRICH, G. GAUBA, R. GHODSSI, C. GROSHENRY, S. JACOBSON, J.H. LANG, C.C. LIN, A. MEHRA, J.M. MIRANDA, S. NAGLE, D.J. ORR, E. PIEKOS, M.A. SCHMIDT, G. SHIRLEY, M.S. SPEARING, C.S. TAN, Y.S. TZENG und I.A. WAITZ: *Power MEMS and microengines*. *Transducers 97 - International Conference on Solid-State Sensors and Actuators*, Chicago, 1997.



- 
- [12] ES ELECTRONIC SENSOR: *Technische Informationen*. <http://www.electronic-sensor.de/>, Seite aufgerufen am 20.08.2010.
- [13] FAGHRI, A.: *Heat pipe science and technology*. Taylor and Francis, Washington DC, 1995.
- [14] FARSAN, P.: *Pumpenloser Flüssigkeitskühler aus Darmstadt*. <http://www.computerbase.de/news/allgemein/forschung/2010/august/pumpenloser-fluessigkeitskuehler-aus-darmstadt/>, Seite aufgerufen am 23.01.2011.
- [15] FEDERICI, J.A., D.G. NORTON, T. BRUGGEMANN, K.W. VOIT, E.D. WETZEL und D.G. VLACHOS: *Catalytic microcombustors with integrated thermoelectric elements for portable power production*. Journal of Power Sources, 161(2):1469–1478, 2006.
- [16] FERNANDEZ-PELLO, A.: *Micropower generation using combustion: Issues and approaches*. Proceedings of the Combustion Institute, 29(1):883–899, 2002.
- [17] GAI, D.X., Z.C. LIU, W. LIU und J.G. YANG: *Operational characteristics of miniature loop heat pipe with flat evaporator*. Heat and Mass Transfer, 46(2):267–275, 2009.
- [18] GAY, F.W.: *Heat transfer means*. U.S. Patent 1725906, 1929.
- [19] GÖTZ, T.: *Experimentelle Untersuchung eines Brennstoffverdampfers als Element eines thermoelektrischen Mikroenergiewandlers*. Studienarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2009.
- [20] GUBLER, L. und G.G. SCHERER: *Trends for fuel cell membrane development*. Desalination, 250(3):1034–1037, 2010.
- [21] HAGEN, K.D.: *Heat transfer with applications*. Prentice Hall, New Jersey, 1999.
- [22] HAMDAN, M. und E. ELNAJJAR: *Thermodynamic analytical model of a loop heat pipe*. Heat and Mass Transfer, 46(2):167–173, 2009.
- [23] HAMDAN, M.O.: *Loop heat pipe (Lhp) modeling and development by utilizing coherent porous silicon (Cps) wicks*. Doktorarbeit, Mechanical Engineering, University of Cincinnati, 2003.
- [24] HANNEMANN, R.J.: *Thermal control of electronics: perspectives and prospects*. Rohsenow Symposium on Future Trends in Heat Transfer, MIT, 2003.
- [25] HARDT, S., B. SCHILDER, D. TIEMANN, G. KOLB, V. HESSEL und P. STEPHAN: *Analysis of flow patterns emerging during evaporation in parallel microchannels*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 50(1-2):226–239, 2007.
- [26] HARMAN, T.C., P.J. TAYLOR, M.P. WALSH und B.E. LAFORGE: *Quantum dot superlattice thermoelectric materials and devices*. Science, 297(5590):2229–2232, 2002.

- 
- [27] HELBIG, K., A. ALEXEEV, T. GAMBARYAN-ROISMAN und P. STEPHAN: *Evaporation of falling and shear-driven thin films on smooth and grooved surfaces*. Flow Turbulence and Combustion, 75(1-4):85–104, 2005.
- [28] HERWIG, H. und C.H. KAUTZ: *Technische Thermodynamik*. Pearson Studium, München, 2007.
- [29] HÖHMANN, C. und P. STEPHAN: *Microscale temperature measurement at an evaporating liquid meniscus*. Experimental Thermal and Fluid Science, 26(2-4):157–162, 2002.
- [30] HOANG, T.: *Hydrodynamic aspects of capillary pumped loops*. SAE Paper 961435, 1996.
- [31] HOANG, T.: *Development of an advanced capillary pumped loop*. SAE Paper 972325, 1997.
- [32] HOANG, T. und J. KU: *Theory of hydrodynamic stability for capillary pumped loops*. In: *National Heat Transfer Conference, Portland*, 1995.
- [33] HONSEL, G.: *Mehr Effizienz für thermoelektrische Generatoren*. Technology Review, 02:11–12, 2008.
- [34] HSU, K.F., S. LOO, F. GUO, W. CHEN, J.S. DYCK, C. UHER, T. HOGAN, E.K. POLYCHRONIADIS und M.G. KANATZIDIS: *Cubic AgPbmSbTe<sub>2+m</sub>: bulk thermoelectric materials with high figure of merit*. Science, 303(5659):818–821, 2004.
- [35] IBM CORPORATION: *From sand to silicon 'making of a chip illustrations'*. [http://download.intel.com/pressroom/kits/chipmaking/Making\\_of\\_a\\_Chip.pdf](http://download.intel.com/pressroom/kits/chipmaking/Making_of_a_Chip.pdf), Seite aufgerufen am 16. Juli 2010.
- [36] JACOBSON, S.A. und A.H. EPSTEIN: *An informal survey of power MEMS*. The International Symposium on Micro-Mechanical Engineering, Tsukuba, 2003.
- [37] JIANG, K.C., P.D. PREWETT, M.C.L. WARD, Y. TIAN und H. YANG: *Design of a micro Wankel rotary engine for MEMS fabrication*. Mems Design, Fabrication, Characterization and Packaging, 4407:54–60, 2001.
- [38] JOOS, F.: *Technische Verbrennung*. Springer, Berlin, 2006.
- [39] JUNG, J.Y., H.S. OH, D.K. LEE, K.B. CHOI, S.K. DONG und H.Y. KWAK: *A capillary-pumped loop (CPL) with microcone-shaped capillary structure for cooling electronic devices*. Journal of Micromechanics and Microengineering, 18(1):017002, 2008.
- [40] KAKAÇ, S.: *Heat transfer enhancement of heat exchangers*. Kluwer Academic Publishers, Boston, 1999.
- [41] KAMIJO, T., Y. SUZUKI, N. KASAGI und T. OKAMASA: *High-temperature micro catalytic combustor with Pd/nano-porous alumina*. Proceedings of the Combustion Institute, 32(2):3019, 2009.

- 
- [42] KANATZIDIS, M.G.: *Nanostructured thermoelectrics: the new paradigm?* Chemistry of Materials, 22(3):648–659, 2010.
- [43] KANDLIKAR, S.G. und A.V. BAPAT: *Evaluation of jet impingement, spray and microchannel chip cooling options for high heat flux removal.* Heat Transfer Engineering, 28(11):911–923, 2007.
- [44] KANG, P., S. TANAKA und M. ESASHI: *Demonstration of a MEMS-based turbocharger on a single rotor.* Journal of Micromechanics and Microengineering, 15(5):1076–1087, 2005.
- [45] KANIA, T.: *Numerisches Modell zur Beschreibung eines Mikroenergiewandlers.* Diplomarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2006.
- [46] KANIA, T.: *Entwicklung und Integration einer Mikrobrennkammer in einen Mikroenergie-wandler.* Doktorarbeit, TU Darmstadt, 2010.
- [47] KANIA, T. und A. DREIZLER: *Investigation of a micro combustion chamber for a thermoelectric energy converter.* European Combustion Meeting, Vienna, 2009.
- [48] KANIA, T., B. SCHILDER, A. DREIZLER, S. HARDT, J. JANICKA und P. STEPHAN: *Conceptual study of a micro energy converter using thermoelectric materials.* In: *The Sixth International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications*, Berkeley, 2006.
- [49] KANIA, T., B. SCHILDER, S. HARDT, P. STEPHAN und A. DREIZLER: *Akku leer - bald nicht mehr?* Forschen - Wissenschaftsmagazin der TU Darmstadt, 2:42–47, 2009.
- [50] KARIM, A.M., J.A. FEDERICI und D.G. VLACHOS: *Portable power production from methanol in an integrated thermoelectric/microreactor system.* Journal of Power Sources, 179(1):113–120, 2008.
- [51] KISEEV, V.M. und V.V. VLASSOV: *Experimental optimization of capillary structures for loop heat pipes and heat switches.* Applied Thermal Engineering, 30(11-12):1312–1319, 2010.
- [52] KISEEV, V.M., V.V. VLASSOV und I. MURAOKA: *Optimization of capillary structures for inverted meniscus evaporators of loop heat pipes and heat switches.* International Journal of Heat and Mass Transfer, 53(9-10):2143–2148, 2010.
- [53] KRICHBAUM, A.: *Entwicklung eines mikrostrukturierten Brennstoffverdampfers.* Studienarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2008.
- [54] KU, J.: *Operating characteristics of loop heat pipes.* In: *International Conference on Environmental System*, Denver, 1999.

- 
- [55] KU, J. und T.T. HOANG: *An experimental study of pressure oscillation and hydrodynamic stability in a capillary pumped loop*. In: *ASME National Heat Transfer Conference*, Portland, 1995.
- [56] LÖFFLER, K., H.Y. YU, T. GAMBARYAN-ROISMAN und P. STEPHAN: *Flow patterns and heat transfer in thin liquid films on walls with straight, meandering and zigzag mini-grooves*. In: *Proceedings of the 6th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels*, Darmstadt, 2008.
- [57] LI, J., Y. ZOU und L. CHENG: *Experimental study on capillary pumping performance of porous wicks for loop heat pipe*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(8):1403, 2010.
- [58] LIN, L., R. PONNAPPAN und J. LELAND: *High performance miniature heat pipe*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(15):3131–3142, 2002.
- [59] MADOU, M.J.: *Fundamentals of microfabrication: the science of miniaturization*. CRC Press, Boca Raton, 2. Auflage, 2002.
- [60] MATTHIAS, S., F. MULLER, C. JAMOIS, R.B. WEHRSPHORN und U. GOSELE: *Large-area three-dimensional structuring by electrochemical etching and lithography*. *Advanced Materials*, 16(23-24), 2004.
- [61] MAYDANIK, Y.F.: *Loop heat pipes*. *Applied Thermal Engineering*, 25(5-6):635–657, 2005.
- [62] MAYDANIK, Y.F., Y.G. FERSHTATER und N. SOLODOVNIK: *Loop heat pipes: design, investigation, prospects of use in aerospace technics*. SAE Paper 941185, 1994.
- [63] MAYER, P. und R. RAM: *Optimization of heat sink-limited thermoelectric generators*. *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 10(2):143–155, 2006.
- [64] MEDLIN, D.L. und G.J. SNYDER: *Interfaces in bulk thermoelectric materials: a review for Current Opinion in Colloid and Interface Science*. *Current Opinion in Colloid and Interface Science*, 14(4):226–235, 2009.
- [65] MERTINS, A.: *Signaltheorie: Grundlagen der Signalbeschreibung, Filterbänke, Wavelets, Zeit-Frequenz-Analyse, Parameter- und Signalschätzung*. Vieweg und Teubner, Wiesbaden, 2. Auflage, 2010.
- [66] MOLLENHAUER, K. und H. TSCHÖKE: *Handbuch Dieselmotoren*. Berlin, 2007.
- [67] MURAOKA, I., F.M. RAMOS und V.V. VLASSOV: *Experimental and theoretical investigation of a capillary pumped loop with a porous element in the condenser*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(8):1085, 1998.
- [68] NIKITKIN, M.N., W.B. BIENERT und K.A. GONCHAROV: *Non condensable gases and loop heat pipe operation*. In: *International Conference on Environmental System*, Danvers, 1998.

- 
- [69] PETERSON, G.P.: *An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications*. Wiley, New York, 1994.
- [70] PICHANUSAKORN, P. und P. BANDARU: *Nanostructured thermoelectrics*. Materials Science and Engineering R-Reports, 67(2-4):19–63, 2010.
- [71] POLIFKE, W. und J. KOPITZ: *Wärmeübertragung Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. Pearson Studium, München, 2005.
- [72] POUDEL, B., Q. HAO, Y. MA, Y. LAN, A. MINNICH, B. YU, X. YAN, D. WANG, A. MUTO, D. VASHAEE, X. CHEN, J. LIU, M.S. DRESSELHAUS, G. CHEN und Z. REN: *High-thermoelectric performance of nanostructured bismuth antimony telluride bulk alloys*. Science, 320(5876):634–638, 2008.
- [73] REAY, D.A., P.A. KEW und P.D. DUNN: *Heat pipes*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 5. Auflage, 2006.
- [74] REUCK, K.M.D. und R.J.B. CRAVEN: *Methanol, International thermodynamic tables of the fluid state*. Blackwell Scientific Publications, London, 1993.
- [75] REYNTJENS, S. und R. PUERS: *A review of focused ion beam applications in microsystem technology*. Journal of Micromechanics and Microengineering, 11(4):287–300, 2001.
- [76] RINK, J.: *Energie-Marathon - Weiterentwickelte Lithiumakkus überholen die Brennstoffzelle*. heise online, [www.heise.de](http://www.heise.de), Seite aufgerufen am 20.09.2010.
- [77] ROMAN'KO, V.A.: *Prospects of creation of high efficiency thermoelectric energy converters made from nanopowders of semiconductor materials*. Journal of Nano and Microsystem Technique, (8):34–37, 2009.
- [78] ROWE, D.M.: *CRC handbook of thermoelectrics*. CRC Press, Boca Raton, 1995.
- [79] SATOH, D., S. TANAKA, K. YOSHIDA und M. ESASHI: *Micro-ejector to supply fuel-air mixture to a micro-combustor*. Sensors and actuators A-physical, 119(2):528–536, 2005.
- [80] SCHILDER, B.: *Analyse von Strömungsmustern bei der Verdampfung in parallelen Mikrokanälen*. Masterarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2005.
- [81] SCHILDER, B., S.Y.C. MAN, N. KASAGI, S. HARDT und P. STEPHAN: *Flow visualization and local measurement of forced convection heat transfer in a microtube*. Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme, 132(3), 2010.
- [82] SCHILDER, B., W. SCHUCH und P. STEPHAN: *A capillary pumped two loop system for cooling of electronic devices*. In: *Seventh International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: From Microscale Phenomena to Industrial Applications*, Heredia, 2009.

- 
- [83] SCHILDER, B. und P. STEPHAN: *Design and operation of a novel capillary pumped two loop system for cooling of electronic devices*. Journal of Heat Transfer Engineering (submitted).
- [84] SCHILDER, B., I. ZORBACH, S. HARDT, P. STEPHAN, F. WONDRA und T. KLOTZBÜCHER: *Experimental investigation of fuel evaporation on microstructured surfaces for microcombustion*. In: *Sixth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers*, Potsdam, 2007.
- [85] SCHUCH, W.: *Experimentelle Charakterisierung von Brennstoffverdampfern zur Versorgung eines Thermoelektrischen Mikroenergiewandlers*. Masterarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2009.
- [86] SINGH, R., A. AKBARZADEH, C. DIXON und M. MOCHIZUKI: *Theoretical modelling of miniature loop heat pipe*. Heat and Mass Transfer, 46(2):209–224, 2009.
- [87] SINGH, R., A. AKBARZADEH und M. MOCHIZUKI: *Operational characteristics of the miniature loop heat pipe with non-condensable gases*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 53(17-18):3471–3482, 2010.
- [88] SNYDER, G.J. und E.S. TOBERER: *Complex thermoelectric materials*. Nature Materials, 7(2):105–114, 2008.
- [89] SOBHAN, C.B. und S.V. GARIMELLA: *A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels*. Microscale Thermophysical Engineering, 5(4):293–311, 2001.
- [90] SOMAYAJULU, G.R.: *A generalized equation for surface-tension from the triple point to the critical-point*. International Journal of Thermophysics, 9(4):559–566, 1988.
- [91] STEPHAN, P. und C. BRANDT: *Advanced capillary structures for high performance heat pipes*. Heat Transfer Engineering, 25(3):78–85, 2004.
- [92] STEPHAN, P. und C.A. BUSSE: *Analysis of the heat-transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 35(2):383–391, 1992.
- [93] STEPHAN, P., C. HÖHMANN und J. KERN: *Microscale measurement of wall-temperature distribution at a single vapor bubble for evaluation of a nucleate boiling model*. AIP Conference Proceedings, 608:163–71, 2002.
- [94] STIFTUNG GEMEINSAMES RÜCKNAHMESYSTEM BATTERIEN: *Pressemeldung: GRS Batterien als Gemeinsames Rücknahmesystem bestätigt*. <http://www.grs-batterien.de/pressemeldung.html>, Seite aufgerufen am 13.10.2010.
- [95] TIEN, C.L., A. MAJUMDAR und F.M. GERNER: *Microscale energy transport*. Taylor & Francis, Washington D.C., 1998.



- 
- [96] TRITT, T.M. und M.A. SUBRAMANIAN: *Thermoelectric materials, phenomena and applications: A bird's eye view*. Mrs Bulletin, 31(3):188–194, 2006.
- [97] TROPEA, C., A.L. YARIN und J.F. FOSS: *Springer handbook of experimental fluid mechanics*. Springer, Berlin, 2007.
- [98] TU, C.J. und C.Y. WANG: *Noncondensable gas effect on condensation in a separate type 2-phase closed thermosyphon*. Wärme- und Stoffübertragung - Thermo and Fluid Dynamics, 23(3):153–158, 1988.
- [99] UDDIN, A.I. und C.M. FERROZ: *Effect of working fluid on the performance of a miniature heat pipe system for cooling desktop processor*. Heat and Mass Transfer, 46(1):113–118, 2009.
- [100] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Wärmeatlas*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 10. Auflage, 2006.
- [101] VICAN, J., B. GAJDECZKO, F. DRYER, D. MILIUS, I. AKSAY und R. YETTER: *Development of a microreactor as a thermal source for microelectromechanical systems power generation*. Proceedings of the Combustion Institute, 29:909–916, 2003.
- [102] WARNATZ, J., U. MAAS und R.W. DIBBLE: *Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Springer, Berlin, 2001.
- [103] WIDMANN, A.: *Modellierung von Drucksoszillationen in einem kapillar gepumpten Wärmeübertragungssystem*. Studienarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2010.
- [104] WIERSCHEM, A. und N. AKSEL: *Influence of inertia on eddies created in films creeping over strongly undulated substrates*. Physics of Fluids, 16(12):4566–4574, 2004.
- [105] WONDRA, F. und P. STEPHAN: *Nucleate pool boiling on tubes with subsurface mini and micro channels*. Proceedings of the 6th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Darmstadt, 2008.
- [106] WOOD, C.: *Materials for thermoelectric energy-conversion*. Reports on progress in physics, 51(4):459–539, 1988.
- [107] XUE, H., W.M. YANG, S.K. CHOU, C. SHU und Z.W. LI: *Catalytic effect of microcombustion in microthermophotovoltaic system*. Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering, 10(3):275–282, 2006.
- [108] YEOM, J., M.A. SHANNON, G. YOGESH, T. OSAMU und Z. HANS: *Comprehensive microsystems*. Elsevier, Oxford, 2008.
- [109] YOSHIDA, K., S. TANAKA, S. TOMONARI, D. SATOH und M. ESASHI: *High-energy density miniature thermoelectric generator using catalytic combustion*. Journal of Microelectromechanical Systems, 15(1):195–203, 2006.

- 
- [110] ZAKNICH, A.: *Principles of adaptive filters and self-learning systems*. Springer, London, 2005.
- [111] ZINNIKER, R.: *Merkblatt Batterien und Akkus*. Institut für Elektronik, ETH Zürich, 2003.
- [112] ZORBACH, I.: *Experimentelle Untersuchung von Mikrorillenverdampfern zur Brennstoffverdampfung*. Studienarbeit, Maschinenbau, TU Darmstadt, 2007.





---

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name	Boris Schilder
Geburtsdatum	19. Dezember 1978
Geburtsort	Frankfurt am Main

## Schulbildung

1985 bis 1989	Riedhof Grundschule, Frankfurt am Main
1989 bis 1998	Freiherr-vom-Stein Gymnasium, Frankfurt am Main

## Wehrersatzdienst

1997 bis 2003	Freiwillige Feuerwehr, Frankfurt am Main
---------------	--

## Studium

03.1999 bis 08.2003	Fachhochschule Frankfurt Allgemeine Verfahrenstechnik
02.2001 bis 06.2001	EVTEK Institute of Technology, Vantaa/Finnland Auslandssemester
10.2003 bis 10.2005	Technische Universität Darmstadt Mechanical and Process Engineering

## Beruflicher Werdegang

10.2006 bis 09.2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Technische Universität Darmstadt Fachgebiet für Technische Thermodynamik und Center of Smart Interfaces
02.2007 bis 08.2007	Gastwissenschaftler University of Tokyo, Tokio/Japan Turbulence and Heat Transfer Laboratory
seit 11.2010	Entwicklungsingenieur Adam Opel AG, Rüsselsheim